



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**KONCEPČNÍ NÁVRH PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ
PRO UŽITÍ V ELEKTROMOBILU**

DESIGN OF GEARBOX FOR ELECTRIC VEHICLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matej Košík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Matej Košík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Koncepční návrh převodového ústrojí pro užití v elektromobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V případě konstrukčního návrhu převodového ústrojí pro elektromobily je nutné vzít v úvahu některá specifika, mezi které patří především provozní rozsah otáček od 0 či absenci významného zdroje hluku v podobě spalovacího motoru. Při konstrukčním návrhu tak vzniká řada problémů, jež je nutné vyřešit užitím např. numerických simulací.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši.
Vytvořit koncepční návrh převodového ústrojí.
Provést kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIAM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-12-4.

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN: 9781138486294

LAWRENCE, Kent L. ANSYS workbench tutorial: structural & thermal analysis using the ANSYS workbench release 14 environment. Mission: SDC Publications, 2012, ISBN 978-1-58503-754-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom prevodovky pre elektromobil. Prevodovka má slúžiť ako pomyselná náhrada prevodovky elektromobilu VW ID.3. Navrhovaná prevodovka má dva rýchlostné stupne. V prvej časti práce je spracovaná rozsiahla rešerš hnacieho a prevodového ústrojenstva batériových elektromobilov. Ďalšia časť zahŕňa výber koncepcie prevodovky a následne rozoberá riešenie konkrétnych konštrukčných uzlov – ozubené súkolesia, pásové brzdy (radiace komponenty jednotlivých stupňov), unášače, hriadeľ, ložiská. V závere diplomovej práce je navrhnutá dvojrychlostná planétová prevodovka zhodnotená.

KĹÚČOVÉ SLOVÁ

prevodovka, viacrýchlostná prevodovka, dvojstupňová prevodovka, elektromobil, automatická prevodovka, prevodové ústrojenstvo elektromobilu

ABSTRACT

This diploma thesis deals with designing electric vehicle gearbox. Gearbox should serve as virtual replacement for actual transmission of VW ID.3 EV. Designed gearbox has two gears. In the first section there is an extensive search processed of drivetrain and transmission of battery electric vehicles. Next section contains choice of transmission concept and analyses solving of individual structural nodes – gear wheels, band breaks (components that engage individual gears), carriers, shaft, bearing. In the conclusion of diploma thesis, the two-gear planetary transmission is evaluated.

KEYWORDS

gearbox, multiple gear transmission, two gear transmission, electric vehicle, automatic transmission, transmission

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

KOŠÍK, Matej. *Koncepční návrh převodového ústrojí pro užití v elektromobilu* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-04]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132364>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že tato práce je моjím původným dílem, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojov uvedených v zozname.

V Brne dňa 21. mája 2021

.....

Matej Košík

POĎAKOVANIE

PodĎakovať chcem svojej priateľke, rodičom a celej svojej rodine za podporu, trpezlivosť a povzbudenie pri vysokoškolskom štúdiu, ako aj pri písaní tejto záverečnej práce. Veľká vďaka patrí takisto môjmu vedúcemu diplomovej práce, Ing. Kamilovi Řehákovi, Ph.D., za trpezlivosť, ochotu a cenné rady pri tvorbe práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Hnacie ústrojenstvo elektromobilu	12
1.1 Elektromotor	12
1.1.1 Jednosmerný motor s cudzím buzením	14
1.1.2 Jednosmerný sériový motor	15
1.1.3 Jednosmerný paralelný motor	15
1.1.4 Asynchrónny elektrický motor	15
1.1.5 Synchronný elektrický motor	16
1.2 Regulácia výkonu a akumulátor	17
1.2.1 Regulácia výkonu	17
1.2.2 Akumulátor	17
1.3 Koncepce hnacieho ústrojenstva elektromobilu	19
1.3.1 Náprava poháňaná jedným elektromotorom	19
1.3.2 Náprava poháňaná dvoma elektromotormi	21
1.4 Prevodové ústrojenstvo	23
1.4.1 CVT prevodovka	23
1.4.2 Prevodovka s 2 spojkami radená pod zaťažením	24
1.4.3 Bezspojková prevodovka	24
1.4.4 Planétová prevodovka	26
2 Parametre pohonu vozidla	28
2.1 Definícia vozidla	28
2.2 Požiadavky na prevodovku	29
2.3 Konceptné riešenie usporiadania hnacieho ústrojenstva	29
2.4 Voľba elektromotora	29
2.4.1 Výkon potrebný pre dosiahnutie maximálnej rýchlosti	29
2.4.2 Vhodné elektromotory	31
2.4.3 Výber elektromotora	31
2.4.4 Charakteristika elektromotora Emrax 208 HV	32
2.5 Konceptné riešenie prevodovky	33
2.5.1 Prevodový pomer	33
2.5.2 Usporiadanie planétových súkolesí	36
3 Konštrukčný návrh prevodovky	39
3.1 Ozubené súkolesia	39
3.1.1 Prevodovka variantu c)	39
3.1.2 Prevodovka variantu a)	41
3.1.3 Prevodovka variantu b)	43
3.2 Radiaci mechanizmus	47
3.3 Hriadele, unášače a ložiská	48
3.3.1 Určenie zaťaženia ložísk, hriadel'ov a unášačov	48
3.3.2 Voľba a výpočet trvanlivostí ložísk	50
3.3.3 Konštrukcia hriadeľa	51
3.3.4 Konštrukčný návrh unášačov	53
3.3.5 Korunové koleso prvého planétového súkolesia	56
3.3.6 Spojovací hriadeľ	57

4	Dynamika vozidla.....	58
4.1	Pílový diagram	58
4.2	Diagram hnacej sily	59
	Záver	61
	Zoznam použitých skratiek a symbolov.....	68
	Zoznam príloh	70

ÚVOD

S postupom času v histórii neustále rástla požiadavka na rýchlejšie presuny osôb a nákladu. Túto potrebu sčasti uspokojil príchod koľajovej dopravy v 19. storočí, ktorá sa mohla rozvinúť po zdokonalení parného stroja a jeho úprave pre použitie v koľajovom vozidle. Železničná doprava je závislá od infraštruktúry – koľajníc. Oveľa viac rozšírená však bola cestná infraštruktúra. Preto boli vyvíjané prvé automobily – s pohonom pomocou parného stroja, spaľovacieho motora aj elektromotora. V roku 1834 bol postavený prvý elektromobil a do prelomu 18. a 19. storočia tvorili elektromobily 38% automobilov [1][2]. Postupom času však začali prevládať výhody áut so spaľovacím motorom nad parným strojom a elektrickým pohonom. Henry Ford svojou masovou produkciou spaľovacích motorov a áut značne znížil ich cenu, a teda zásadne ovplyvnil vývoj pohonu automobilov v prospech spaľovacích motorov.

Ľudstvo sa v dnešnej dobe zaoberá ekológiou oveľa viac než v minulosti a k slovu sa opäť dostáva elektrický pohon vďaka efektívnejšej premene energie na mechanickú a absencii primárnych emisií v porovnaní s autami so spaľovacími motormi. Technológie sa posunuli vpred; nové typy akumulátorov a polovodičová elektronika dávajú elektromobilom úplne nový význam. Stále však v mnohých aspektoch zaostávajú za autami poháňanými spaľovacími motormi, čo bráni ich väčšiemu rozšíreniu v praxi. Hlavnými nedostatkami sú vysoká cena, dlhé nabíjanie akumulátora a najmä krátky dojazd na jedno nabitie. Práve posledný menovaný nedostatok sa konštruktéri, elektrotechnici a programátori snažia potlačovať zvyšovaním kapacity akumulátora a zároveň zefektívňovaním hospodárenia s energiou. Snahou je znižovať straty energie od jej získania z akumulátora až po využitie na obvoze kolies na pohyb vozidla a prekonanie jazdných odporov.

Táto práca sa zaoberá návrhom prevodovky pre elektromobil. Spracováva teoretické poznatky o pohonných traktoch elektromobilov, ktoré sú následne využité pre konštrukčný návrh prevodovky s dvomi prevodovými pomermi. Elektromobil vďaka vlastnostiam charakteristike elektromotora nutne nepotrebuje viac prevodových pomerov; ukazuje sa však, že použitie prevodovky s možnosťou meniť prevodový pomer sa priaznivo prejaví na zvýšení účinnosti pohonného ústrojenstva elektromobilu a v konečnom dôsledku aj v zväčšení dojazdu [3].

Cieľom práce je navrhnúť prevodovku určenú pre elektromobil, ktorá disponuje viacerými rýchlostnými stupňami a vyriešiť konštrukčné uzly: koncepčné prevedenie prevodovky, ozubené súkolesia, radiace prvky a uloženie pohyblivých častí. Batériový elektromobil konkuruje automobilu so spaľovacím motorom len krátko a je množstvo oblastí, ktoré môžu byť ešte zlepšené úplne novými a doposiaľ nepoužívanými (alebo len málo používanými) koncepciami. Jednou z nich je určite aj sféra prevodového ústrojenstva a hľadanie výhodnej alternatívy k prevodovke s jedným fixným prevodovým pomerom.

1 HNACIE ÚSTROJENSTVO ELEKTROMOBILU

Elektromobil je označenie pre automobil, ktorý na svoj pohon používa elektrickú energiu, ktorá sa pomocou elektromotora premieňa na mechanickú energiu. Označuje sa tiež ako EV (angl. Electric Vehicle), prípadne BEV (angl. Battery Electric Vehicle). Zdrojom elektrickej energie je elektrický akumulátor (batéria). Energia sa do akumulátoru ukladá počas nabíjania z externého zdroja elektrickej energie, pričom vozidlo je nutné odstaviť na dobu dlhšiu než trvá tankovanie pohonných hmôt do nádrže konvenčného automobilu so spaľovacím motorom. Elektromobil má spravidla vyššiu hmotnosť, jej významnú časť predstavuje akumulátor. Ten býva umiestnený v podlahe, vďaka čomu je ťažisko nízko a rám je tuhší. Pohonné ústrojenstvo elektromobilu pozostáva z elektrického motora, usmerňovača a akumulátora s príslušnými elektrickými obvodmi. Akumulátor býva doplnený o superkapacitor, ktorý zvyšuje efektivitu ukladania elektrickej energie pri brzdení. Jeho vývoj je kľúčový pre väčšie rozšírenie elektromobilov pre bežných užívateľov [3].

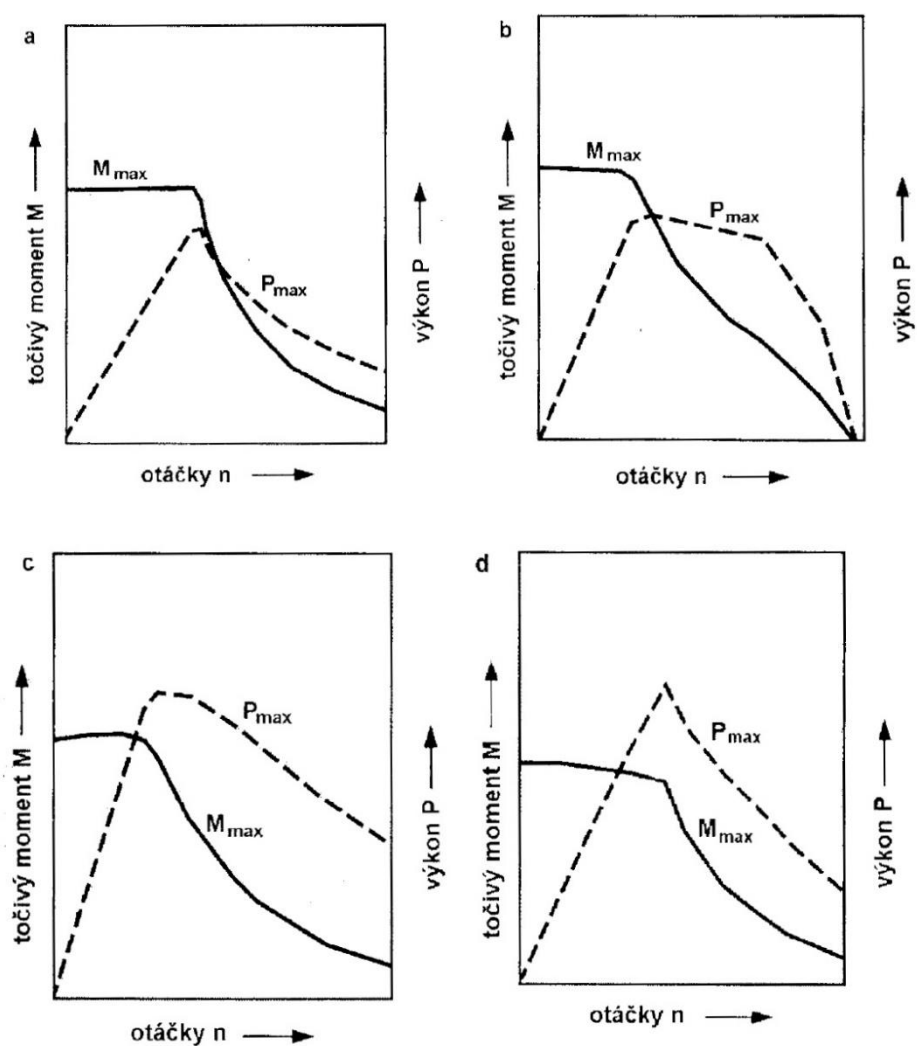
1.1 ELEKTROMOTOR

Elektromotor je točivý elektrický stroj, ktorý premieňa elektrickú energiu na mechanickú prácu. Pracuje na princípe elektromagnetickej indukcie. Napriek tomu, že všetky elektrické motory pracujú na základe rovnakého princípu, jednotlivé typy sa líšia konštrukciou, a tak aj výslednými vlastnosťami. Môžeme ich rozdeliť podľa rozličných kritérií; podľa druhu pohybu na translačný a rotačný, podľa druhu premieňanej elektrickej energie na jednosmerné a striedavé. Pre pohon vozidiel sa využívajú (s výnimkou magnetického levitujúceho vlaku, tzv. maglev) rotačné motory jednosmerné i striedavé. Rotačný elektromotor vždy pozostáva z dvoch častí, rotoru a statoru. Točivý moment sa z rotoru prenáša cez hriadeľ, pričom reakciu tohto momentu zachytáva a prenáša na rám stator. Rekuperačné brzdenie je režim elektrického motora, pri ktorom motor pracuje ako generátor a premieňa mechanickú energiu na elektrickú, ktorá sa behom brzdenia vracia späť do napájacieho zdroja. [4][5]

V nasledujúcich podkapitolách sú bližšie popísané jednotlivé typy elektromotorov využiteľné pre pohon automobilov. Stručný prehľad a porovnanie vlastností je v Tab. 1 (Magnetický motor patrí do skupiny EC-motorov – synchronných elektromotorov s permanentným buđením). Čísla značia bodové hodnotenie, pričom 10 značí najlepšie ohodnotenie. Závislosti točivého momentu a výkonu jednotlivých typov sú uvedené na Obr. 1.

Tab. 1 Porovnanie vlastností elektromotorov [3]

Motor	Cena	Účinnosť	Hmotnosť	Pret'aziteľnosť	Spol'ahlivosť
Jednosmerný	10	7	6	10	7
Asynchrónny	8	8	6	10	9
Synchrónny	8	10	7	10	9
Magnetický	8	10	10	9	10



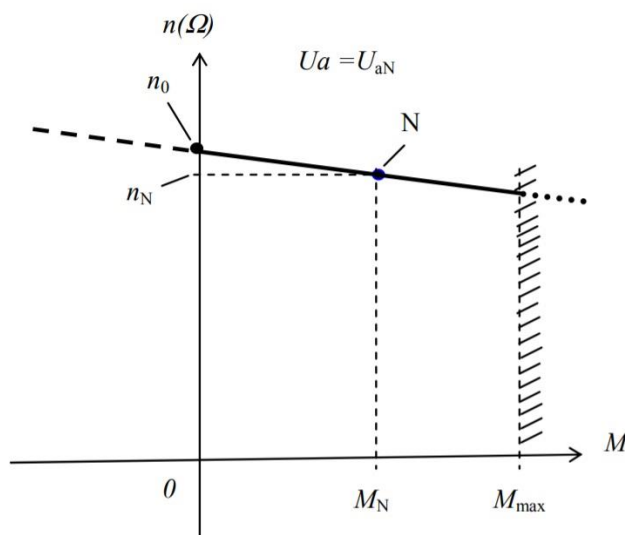
Obr. 1 Závislosti točivého momentu a výkonu na otáčkách: a) jednosměrný sériový elektromotor, b) jednosměrný elektromotor s cizím buzením, c) asynchronní elektromotor, d) permanentný synchronní elektromotor [3]

1.1.1 JEDNOSMERNÝ MOTOR S CUDZÍM BUDENÍM

Vďaka jednoduchosti boli jednosmerné motory s cudzím budením používané pre prvé pohony s riadením otáčok. Používajú sa na rôzne aplikácie od pohonov valcovacích a obrábacích strojov až po elektromobil. V súčasnosti ich nahrádzajú striedavé stroje, ktoré sú síce technicky náročnejšie, ale znižujú nároky na údržbu. Jednosmerný motor s cudzím budením má výhodu vo veľkom točivom momente pri nízkej uhlovej rýchlosti rotora, jednoduchom riadení uhlovej rýchlosti rotora a veľkým výkonovým rozsahom, na ktorý je motor skonštruovaný. Je silno preťažiteľný, čo je využívané najmä pri prudkých zrýchleniach automobilu. Príčinou jeho hlavných nevýhod je mechanický komutátor, ktorý spôsobuje obmedzenie maximálnych otáčok (asi 7000 min^{-1}) a obmedzenú životnosť stroja spojenú s jeho častou údržbou. Tento typ elektromotora bol použitý v automobile Citroën Saxo Electric. [3][4][6][7]

Výkon sa reguluje napätím rotoru a budiacim prúdom. Rekuperačné brzdenie je pomerne jednoduché, a to dvoma spôsobmi: buď zmenou zmyslu zaťažovacieho momentu alebo znížením napájacieho napätia. Generovaná elektrická energia však musí byť prijatá napájacím zdrojom. [3][4][6]

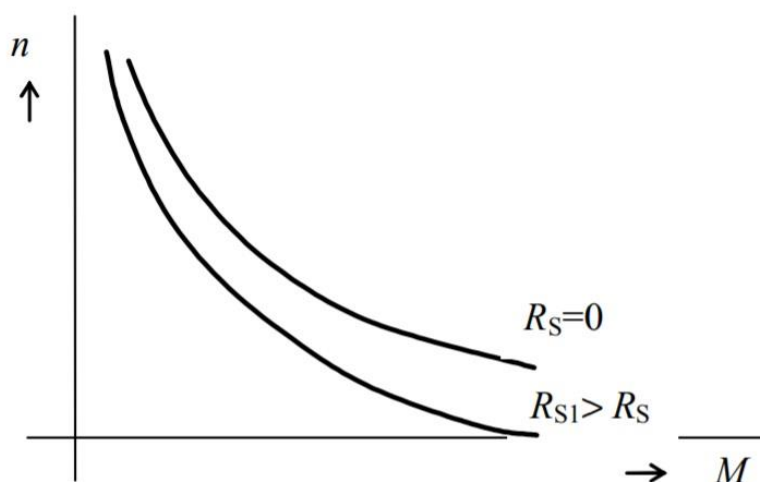
Pre popis trakčných vlastností najlepšie poslúžia statické charakteristiky: mechanická charakteristika udáva závislosť uhlovej rýchlosti kotvy na točivom momente, rýchlostná charakteristika zobrazuje závislosť uhlovej rýchlosti na elektrickom prúde prechádzajúcom cez kotvu. Použitím vhodných mierok pre moment a prúd sa stanú obe charakteristiky zhodnými. Z obrázku Obr. 1 je zrejmé prevýšenie točivého momentu. [6]



Obr. 2 Mechanická charakteristika jednosmerného motora s cudzím budením [8]

1.1.2 JEDNOSMERNÝ SÉRIOVÝ MOTOR

Na rozdiel od motora s cudzím buđením, budiacim vinutím sériového motora tečie rovnaký elektrický prúd ako cez jeho kotvu, čo je spôsobené sériovým zapojením budiaceho vinutia a kotvy. Vďaka tomu má vhodnú závislosť uhlovej rýchlosti na točivom momente pre pohon vozidiel. Veľký záberový moment a pokles uhlovej rýchlosti so zaťažením ich určuje za ideálne trakčné motory. Dobré vlastnosti sú vykazované aj pri paralelnom chode viacerých motorov. K nevýhodám patrí zložitá rekuperácia, ktorá je možná v dôsledku meniča výkonovej elektroniky, akým je jednosmerný menič napätia. Podobne ako jednosmerný motor s cudzím buđením, aj sériový motor vyžaduje mechanickú komutáciu. Tento prvok obmedzuje životnosť motora, jeho maximálne otáčky a vynucuje si jeho častú údržbu. [6]



Obr. 3 Mechanická charakteristika jednosmerného motora so sériovým buđením [8]

1.1.3 JEDNOSMERNÝ PARELELNÝ MOTOR

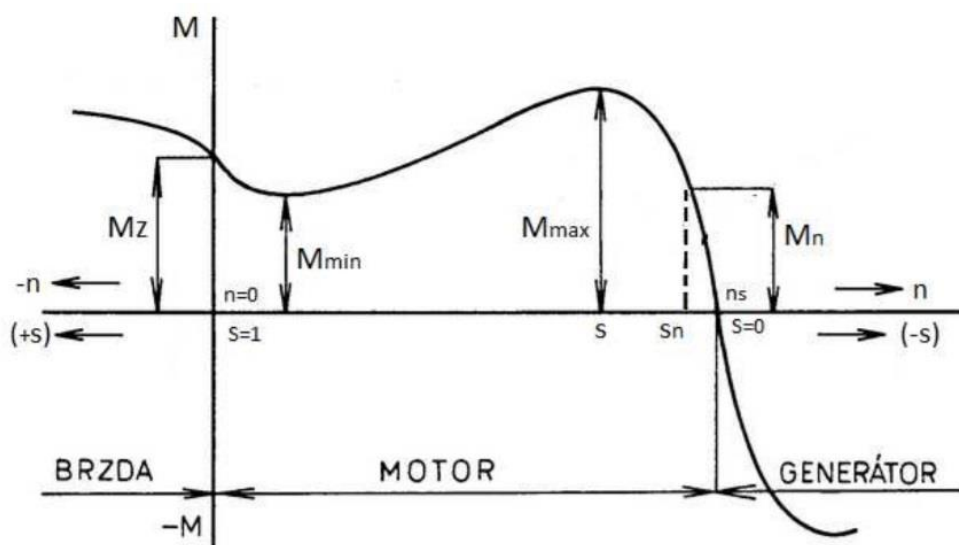
Nazýva sa tiež jednosmerný motor s derivačným buđením. Elektrický obvod kotvy a budiaceho vinutia je cez regulačné prvky navzájom zapojený paralelne. Motor je jednoducho regulovateľný, no v menšom rozsahu než jednosmerný motor s cudzím buđením. Oproti sériovému motoru má výrazne tvrdšiu momentovú charakteristiku. [3][4]

Existuje ešte prechodný typ motora medzi sériovým a derivačným motorom, ktorý kombinuje vlastnosti oboch elektromotorov. Má viac budiacich vinutí, pričom jedno je zapojené sériovo a druhé paralelne ku kotve motora. Podľa prevládajúceho budenia v okamžitom stave motora prevládajú aj vlastnosti príslušné danému druhu budenia. [3]

1.1.4 ASYNCHRÓNNY ELEKTRICKÝ MOTOR

Jedná sa o striedavý elektrický motor, ktorý je v priemysle najrozšírenejším typom motora. Dôvodom je najmä veľký výkonový rozsah, jednoduchá konštrukcia, z čoho vyplývajú nízke nároky na údržbu a vysoká prevádzková spoľahlivosť. Absencia vinutia kotvy a jej jednoduchá konštrukcia umožňuje prevádzku vo vysokých otáčkach až do $20\,000\text{ min}^{-1}$. Oproti jednosmerným motorom je tiež menší a ľahší. Možnosť kvalitnej a hospodárnej (prakticky bezstratovej) regulácie rýchlosti vyžaduje použitie zdroja premenného kmitočtu

a napätia, čo so sebou prináša zvýšené náklady. Asynchrónny motor pracuje so sklzom, čo je rozdiel uhlovej rýchlosti magnetického poľa statora a uhlovej rýchlosti rotora. Otáčky rotora sú teda závislé na otáčkach magnetického poľa, ktoré sú dané frekvenciou (kmitočtom) elektrického prúdu statorového vinutia. Môže byť v prevedení trojfázovom, alebo jednofázovom. Jednofázový asynchrónny motor potrebuje pre svoj rozbeh pomocné rozbehové vinutie, alebo mechanickú energiu dodanú zvonka. Trojfázové asynchrónne elektromotory môžu byť s kotvou nakrátko, alebo s vinutým rotorom (krúžkový motor). Rekuperačným brzdením je možné dodávať výkon, pokiaľ sa rotor otáča nad synchronnou rýchlosťou so záporným sklzom. Rekuperácia sa uskutočňuje s vysokou účinnosťou. Pohon vozidla pomocou asynchrónneho motoru používa známa spoločnosť Tesla Motors vo svojich modeloch Roadster, Model S a Model X. [6][9][10]



Obr. 4 Momentová charakteristika asynchrónneho striedavého motora [11]

1.1.5 SYNCHRÓNNY ELEKTRICKÝ MOTOR

V minulosti boli synchronné stroje využívané len ako generátory striedavého prúdu. S postupom času sa však stále viac začal používať aj ako motor pre aplikácie, kde pracovali s konštantnými otáčkami a len málo premenným zaťažením. V dnešnej dobe sa synchronné motory používajú na pohon ventilátorov, kompresorov a v prečerpávacích elektrárnach, kde pracujú ako motory i generátory. Rozvoj výkonovej elektroniky umožnil použiť moderné budiace systémy. Meniče frekvencie dovoľujú použiť synchronné motory aj v oblasti pohonov, kde je nutné meniť uhlovú rýchlosť. Motor nemá sklz ako asynchrónny motor, vždy sa snaží udržiavať synchronné otáčky rotora voči magnetickým otáčkam poľa statora. Proti vypadnutiu zo synchronizmu sa bráni zvýšením točivého momentu. Pomocou polovodičových prvkov je dosiahnuteľná regulácia otáčok v širokom rozsahu. To zaručuje vynikajúce dynamické vlastnosti. [6]

Stator synchronného a asynchrónneho motora je konštrukčne zhodný; pozostáva zo systému trojfázového vinutia. Rotor je odlišnej konštrukcie, môže byť tvorený permanentnými magnetmi, alebo z elektromagnetu. V automobilovom priemysle sa využívajú najmä synchronné motory s permanentnými magnetmi (EC-motory), vďaka čomu dosahujú vysoké účinnosti. Pre reguláciu otáčok je používaný elektronický menič frekvencie, ktorý

zabezpečuje tzv. elektronickú komutáciu. Vďaka tomu je možné dosahovať vysokých otáčok. Pre daný výkon potrebuje elektromotor relatívne malý zastavaný objem. Príkladom použitia tohto typu elektromotora je automobil Fiat 500e, ktorý využíva synchrónny motor Bosch SMG 180/120. [3][4][6][12]

1.2 REGULÁCIA VÝKONU A AKUMULÁTOR

1.2.1 REGULÁCIA VÝKONU

Spôsob regulácie výkonu, resp. otáčok elektromotora závisí najmä od jeho typu. Vo všeobecnosti je však pre všetky typy elektromotorov v dnešnej dobe využívaná výkonová polovodičová elektronika. Medzi základné požiadavky patrí vysoká účinnosť, možnosť pracovať v rekuperačnom režime, malé rozmery a hmotnosť.

Akumulátor je zdrojom jednosmerného prúdu, väčšinou sa však na pohon používajú striedavé elektromotory, ktoré pre svoju činnosť vyžadujú prúd striedavý. Preto musí byť prítomné zariadenie zvané striedač, ktoré konvertuje jednosmerný prúd na striedavý. Výsledný striedavý prúd má parametre dané zariadením. Striedač väčšinou umožňuje tieto parametre meniť, a tým hospodárne regulovať výkon elektromotora. Pri riadení elektromotora sa tiež musí zohľadniť rada ďalších parametrov: napätie a maximálny prúd akumulátora, aktuálne teploty motora, elektroniky a akumulátora, a ďalšie. Systém umožňujúci tieto všetky funkcie sa nazýva usmerňovač. [3]

1.2.2 AKUMULÁTOR

Najkritickejším komponentom elektromobilu, a to z viacerých hľadísk, je akumulátor. Skladá sa z veľkého množstva elektrochemických sekundárnych článkov, ktoré sú vhodne usporiadané a prepojené. Jeho kapacita priamo určuje vzdialenosť, ktorú je možné prejsť na jedno plné nabitie. Táto vzdialenosť nie je nijako veľká, spravidla menej než polovičná, v porovnaní s vozidlami poháňanými spaľovacím motorom. Cena akumulátoru je však vysoká a zásadne ovplyvňuje celkovú cenu elektromobilu. Popri kapacite je dôležitou vlastnosťou aj merná energia. Tá vyjadruje energiu, ktorú je možné obsiahnuť v 1 kg akumulátora. Celková hmotnosť akumulátora je pomerne vysoká a zvyšuje hmotnosť automobilu o 15 až 25% v porovnaní s pohonom spaľovacím motorom. Výkon dodávaný akumulátorom nie je neobmedzený. Je teda ďalším prvkom, ktorý ovplyvňuje maximálny výkon pohonnej sústavy elektromobilu a popisuje ho merný výkon. Akumulátor vyžaduje pre svoje optimálne fungovanie udržiavanie teploty v úzkom rozmedzí – pri teplotách okolia nižších je nutné ho zohrievať a pri teplotách vyšších naopak chladiť. Pri dodávaní vysokého výkonu sa akumulátor nadmerne zahrieva a je nutné znižovať jeho teplotu chladením. Ďalšími dôležitými vlastnosťami akumulátora sú nabíjacia doba, životnosť, cena, údržba a recyklácia. Porovnanie najpoužívanejších druhov akumulátorov je v Tab. 2. [3]

Tab. 2 Prehľad a porovnanie vybraných druhov akumulátorov [14]

Akumulátor:	Olovený	Ni-Cd	Ni-MH	Li-Mn	Li-FePO ₄
Merná energia [W·h·kg ⁻¹]	30-50	45-80	60-120	100-150	90-120
Životnosť [počet cyklov]	200-300	1000	300-500	500-1000	1000-2000
Nabíjacia doba [h]	8-16	1-2	2-4	1-2	1-2
Údržba	každých 3-6 mesiacov	každé 3 mesiace	každé 3 mesiace	bezúdržbové	
Prúdová zaťažiteľnosť	Malá	Stredne vyššia	Stredná	Vysoká	Vysoká
Toxicita	Veľmi toxický	Veľmi toxický	Málo toxický	Málo toxický	Málo toxický
Cena	Nízka	Stredná		Vysoká	

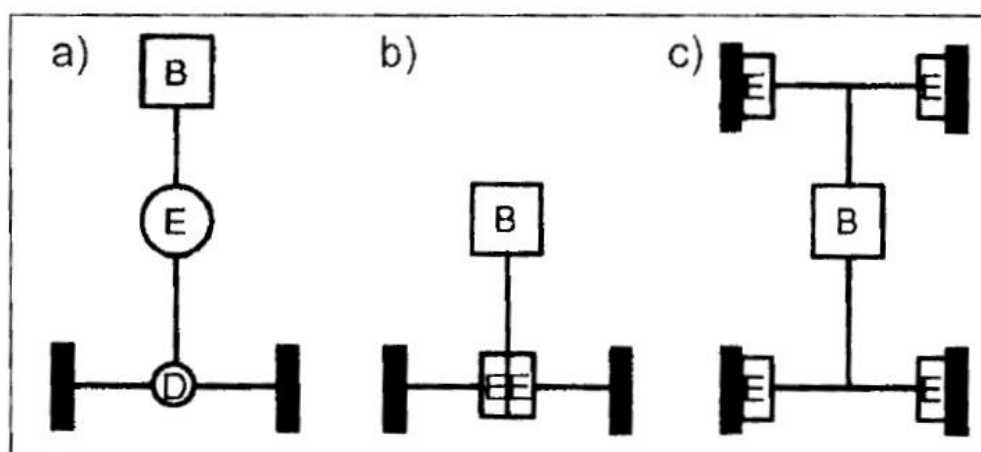
Prvým typom bežne používaného akumulátora bol olovený akumulátor. Ako najstarší prešiel vývojom a mnohými vylepšeniami. Poskytuje však len malú hustotu energie, čo je jeho najväčšou nevýhodou, a jeho životnosť je relatívne nízka. Jedinou výhodou je nízka cena oproti ostatným typom akumulátorov. Elektromobily vybavené týmto typom akumulátora len zriedka prevýšia dojazd 100 km na jedno nabitie. [3]

S postupom času boli vyvinuté elektrochemické články na báze niklu. Najskôr v kombinácii s kadmium, neskôr však (pre jedovatosť tohto chemického prvku) bolo kadmium nahradené zliatinou lanthanu, kobaltu, hliníku a mangánu. Tieto kovy pri nabíjaní vytvárajú metalhydrid. Vyššia merná energia a životnosť umožnila vytvoriť akumulátor, vďaka ktorému mal elektromobil k dispozícii viac energie. Tieto typy článkov umožňujú rýchle nabíjanie, sú však citlivé na nabíjaci a vybíjaci proces. Tento typ akumulátora sa používa najmä v automobiloch s hybridným pohonom. [3][14]

Najnovší je článok typu lítium-ion. Vysoká merná energia, vysoký merný výkon a prúdová preťažiteľnosť, životnosť, nízka nabíjacia doba s možnosťou rýchlonabíjania a prakticky žiadna nutnosť údržby ich robí vhodnými pre použitie v automobilovom priemysle. Kladné vlastnosti sú však vykúpené vysokou cenou. Materiálom katódy môžu byť: LiCoO₂, LiMn₂O₄ alebo LiNiO. Podľa použitého materiálu katódy, prípadne ich kombinácie, sa výsledné vlastnosti akumulátora líšia. Ďalšími elektrochemickými článkami na báze lítia sú lítium-metal-hydrid (katóda z Li_xMnO₂) a lítium-polymér akumulátory, ktoré disponujú vysokou životnosťou. [3][14]

1.3 KONCEPCIE HNACIEHO ÚSTROJENSTVA ELEKTROMOBILU

Na rozdiel od spaľovacieho motora, elektrický motor je menších rozmerov a energia je do neho privádzaná elektrickými vodičmi. To umožňuje umiestniť ho kdekoľvek na vozidle, ako aj použiť ľubovoľný počet elektromotorov s ohľadom na účel elektromobilu. Najrozšírenejšie koncepcie používajú jeden, alebo dva elektromotory pre pohon jednej nápravy. Niektoré riešenia sú schematicky zobrazené na Obr. 5.



Obr. 5 Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pre elektromobily [3]
(B – batéria, E – elektromotor s usmerňovačom a prevodovkou, D – diferenciál)

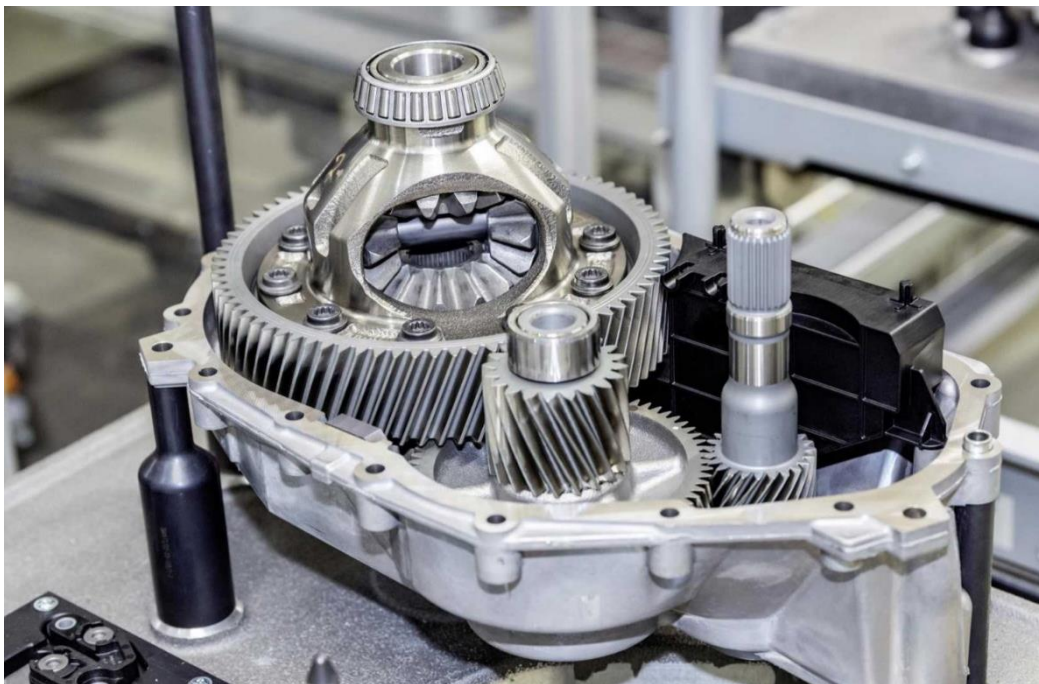
1.3.1 NÁPRAVA POHÁŇANÁ JEDNÝM ELEKTROMOTOROM

Pri pohone jedným elektromotorom na nápravu (obr. 5 schéma a)) je nutné pre rozdelenie točivého momentu na hnané kolesá danej nápravy použiť mechanický diferenciál. Nasledujúce podkapitoly predstavujú niektoré používané konštrukčné prevedenia pohonu nápravy jedným elektromotorom.

PREVODOVKA S NESÚSOVÝM HRIADEĽOM

Prevodovka s nesúsovým hriadeľom využíva jedno, alebo dve čelné súkolesia. Výstupný hriadeľ je paralelný voči hriadeľu elektromotora a prechádza mimo neho. Výstupný hriadeľ prevodovky predstavuje diferenciál rozvádzať točivý moment na kolesá nápravy. Čelné súkolesia na nesúsovom vstupnom a výstupnom hriadeľi využívajú vo svojich modeloch spoločnosti napríklad Tesla (Model S), BMW (i3) a Volkswagen (ID.3).

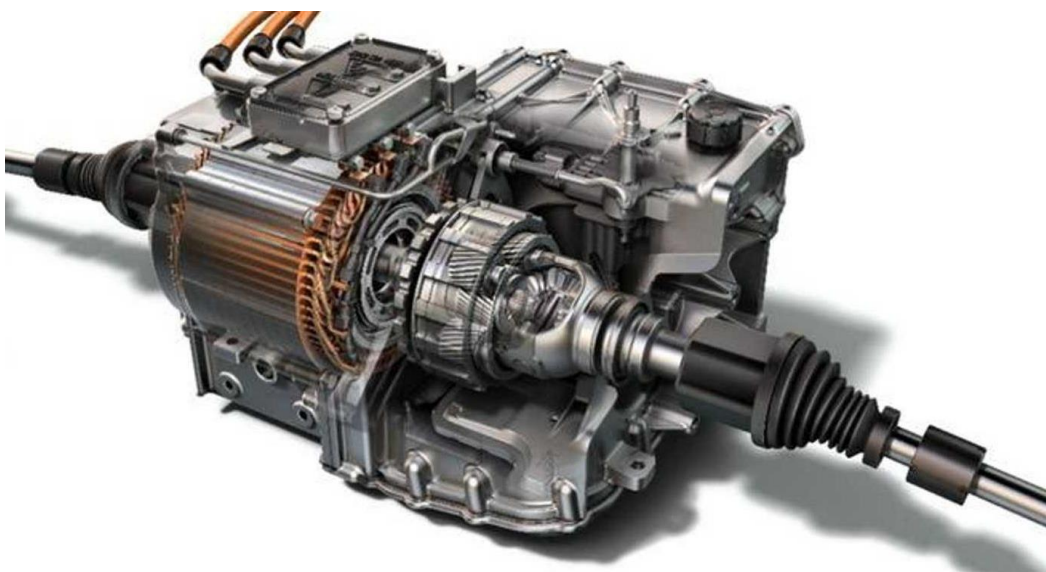
Na obr. 6 je možné vidieť prevodovku jednotky APP310 e-drive MEB platformy, určenú napríklad pre Volkswagen ID.3. Redukčný prevodový pomer s hodnotou približne 10 zabezpečujú dve čelné súkolesia so šikmými zubmi. Výstup z prevodovky je priamo na skriňu diferenciálu. Dve súkolesia sú oproti jednému kompaktnéjšie, a tým sa mohli rozmery celého pohonného systému znížiť. [15][16]



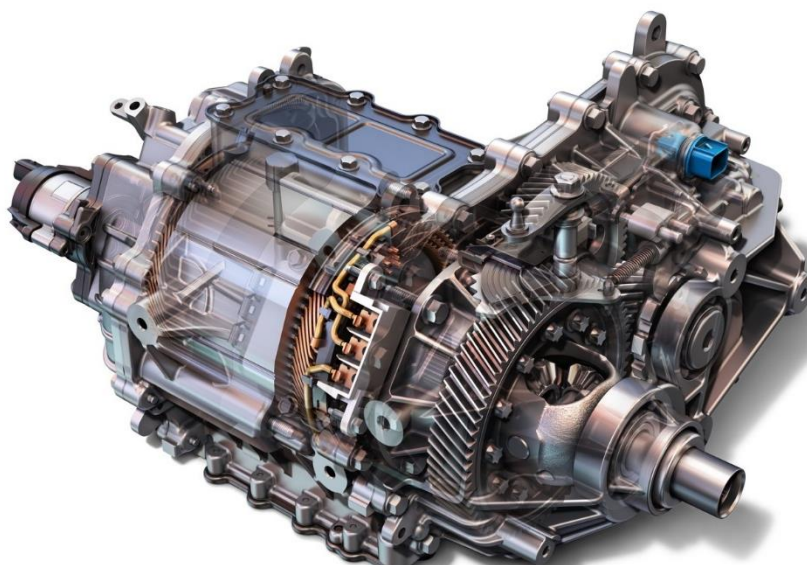
Obr. 6 Prevodové ústrojenstvo jednotky APP310 e-drive [15]

PREVODOVKA SO SÚOSOVÝM HRIADEĽOM (S ČELNÝM ALEBO PLANÉTOVÝM PREVODOM)

Dutý hriadeľ rotora elektromotora umožňuje využiť súosovú prevodovku. Konštrukčne môže byť prevedená čelnými ozubenými súkolesiami, alebo s využitím planétovej prevodovky, ktorá je kompaktnejšia. Dutým hriadeľom elektromotora prechádza hriadeľ vystupujúci z diferenciálu pre pohon jednej polosi hnanej nápravy. Výhoda použitia čelných ozubených súkolesí je jednoduchšia, a tým je aj lacnejšia výroba. Nevýhodou sú však vyššie nároky na priestor a prítomnosť dvoch hriadeľov. Koaxiálne usporiadanie využíva vo svojich modeloch spoločnosť Chevrolet: model Spark má planétový prevod a model Bolt má koaxiálnu prevodovku s čelnými súkolesiami. [16]



Obr. 7 Hnacie ústrojenstvo elektromobilu Chevrolet Spark [16]



Obr. 8 Hnacie ústrojenstvo elektromobilu Chevrolet Bolt EV [16]

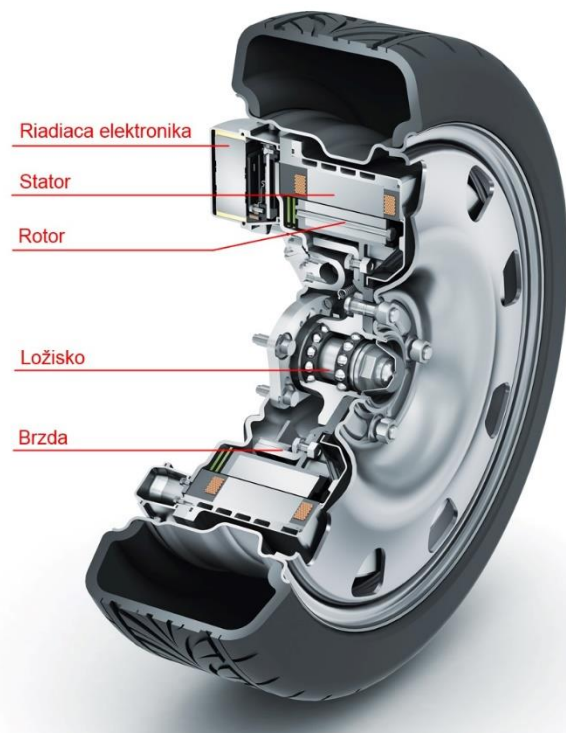
1.3.2 NÁPRAVA POHÁŇANÁ DVOMA ELEKTROMOTORMI

Výhodou použitia dvoch elektromotorov na nápravu mechanicky neprepojených je práve ich nezávislosť. Mechanický diferenciál je nahradený softvérovo riadeným elektronickým diferenciálom pre každý elektromotor nezávisle. S týmto usporiadaním je možné dosiahnuť torque-vectoring (vektorovanie točivého momentu). Vďaka nemu môže byť každé koleso poháňané, alebo brzdené. Kombinované riadenie jednotlivých kolies dovoľuje zlepšiť trakciu, ovládateľnosť vozidla, a tým zvýšiť bezpečnosť či pôžitok z jazdy. [17]

ELEKTROMOTOR V NÁBOJI KOLESA

Nábojový elektromotor je jedno z riešení, ktoré elektrický pohon automobilu ponúka. Toto riešenie sa javí ako vhodne použiteľné najmä do menších mestských automobilov. Uľahčuje parkovanie a manévrovateľnosť v mestských uliciach s obmedzenými priestormi.

Ford v spolupráci so spoločnosťou Schaeffler vyvinuli technológiu eWheelDrive – pohon dvoma nezávislými elektromotormi umiestnenými v nábojoch kolies zadnej nápravy. Hlavným problémom je zväčšenie neodpruženej hmoty o hmotnosť elektromotora a príslušenstva. Hmotnosť jednej integrovanej pohonnej jednotky je 53 kg – oproti konvenčnému kolesu s ložiskom a brzdou je to o 45 kg viac. Jej menovitý výkon je 33 kW. Obsahuje motor, riadiacu elektroniku, chladiaci systém a brzdú. Otočenie kolies v zvislej osi o 90° umožňuje pohyb automobilu do strán pri parkovaní pozdĺžne. Presunutím hnacieho agregátu do kolesa vznikol priestor, ktorý môže byť využitý ako batožinový. Jednou z ďalších výhod je univerzálnosť tohto systému. [18]

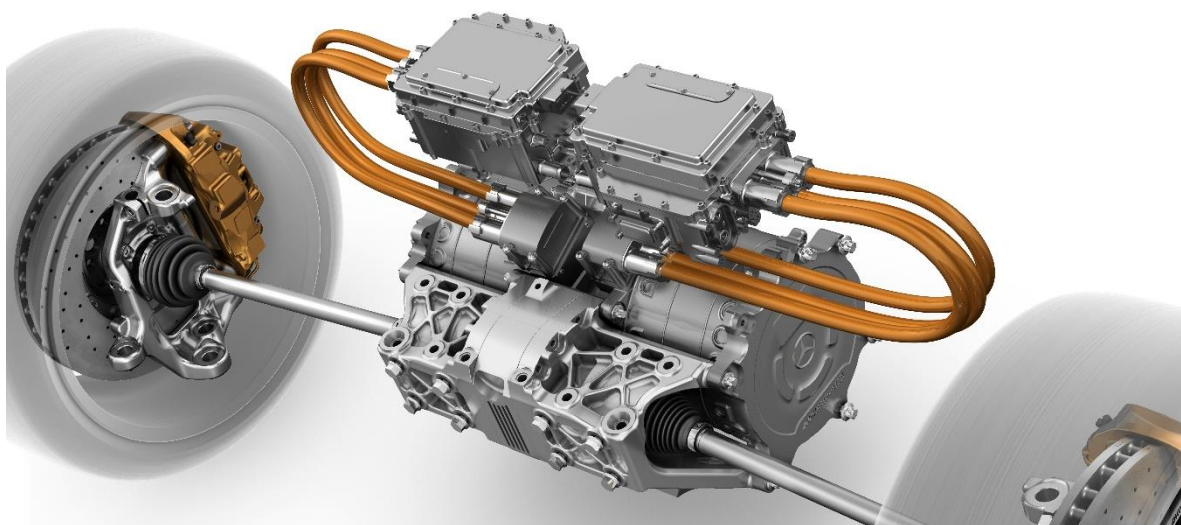


Obr. 9 Schaeffler E-Wheel Drive systém [19]

DVA ELEKTROMOTORY VEDĽA SEBA

Mercedes-Benz AMG SLS E-CELL disponuje 4 elektromotormi s celkovým maximálnym výkonom 392 kW. Každý elektromotor má vlastnú prevodovku a výkonovú elektroniku.

Toto riešenie umožňuje riadiť točivý moment každého kolesa nezávisle. Výsledkom je výborná trakcia a dynamika vozidla vďaka elektronickému diferenciálu a vektorovaniu točivého momentu. Oproti riešeniu s elektromotormi v nábojoch kolies má výrazne nižšiu hmotnosť neodpružených častí a vzniká aj viac priestoru pre prevodovku. Tá môže byť súosová alebo nesúosová (Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL). [20]



Obr. 10 Hnacie ústrojenstvo Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL [20]

1.4 PREVODOVÉ ÚSTROJENSTVO

Všetky časti, ktoré sa podieľajú na prenose výkonu od motoru až na kolesá, sa súhrnne nazývajú prevodové ústrojenstvo. Konštrukcia a umiestnenie jednotlivých častí prevodového ústrojenstva závisí na koncepcii pohonu. V prípade elektromobilu sa o pohon stará elektromotor. Konštrukcia elektromotora, ktorý je tvorený výlučne nehybnými (stator) a rotačnými (rotor) časťami, ho dovoľuje prevádzkovať vo vysokých otáčkach. Tým je pre dosiahnutie určitého výkonu potrebný menší točivý moment, čo umožňuje zmenšiť rozmery a zároveň aj hmotnosť elektromotora. Za elektromotorom spravidla nasleduje redukčná prevodovka. Tá má za úlohu znížiť otáčky a zvýšiť točivý moment. Prevodovka väčšinou neumožňuje voľbu prevodového pomeru, ako je to pri prevodovke v aute so spaľovacím motorom. Dôvod je jednoduchý, točivý moment elektromotora, na rozdiel od spaľovacieho motora, je využiteľný vo veľkom rozsahu otáčok, začínajúc od otáčok nulových. Prítomný je teda len stály prevodový pomer. Ukazuje sa však, že elektromotory využívajú elektrickú energiu pre pohyb vozidla účinnejšie, ak je prítomná prevodovka s viacerými prevodovými pomermi. Spôsobuje to najmä nízka efektivita elektromotora v nízkych otáčkach, čo má za následok aj veľký vývin tepla. Výsledkom je aj lepšia dynamika vozidla. Pri zvýšení počtu rýchlostných stupňov je nutné rátať s nižšou efektivitou prevodovky než je účinnosť redukčnej prevodovky s jedným rýchlostným stupňom. Za prevodovkou nasledujú hnacie hriadele a diferenciál s rozvodovkou (pokiaľ nejde o koncepciu s elektronickým diferenciálom). Moderná elektronika umožňuje regulovať elektromotor od nulových otáčok, takže rozjzdová spojka nemá pri elektromobiloch využitie. Reverzácia chodu sa uskutočňuje elektronicky zmenou zmyslu otáčania elektromotora. [3][13][21][22] V nasledujúcich kapitolách sú popísané rôzne prevedenia prevodoviek pre elektromobily, ktoré umožňujú zmenu prevodového pomeru.

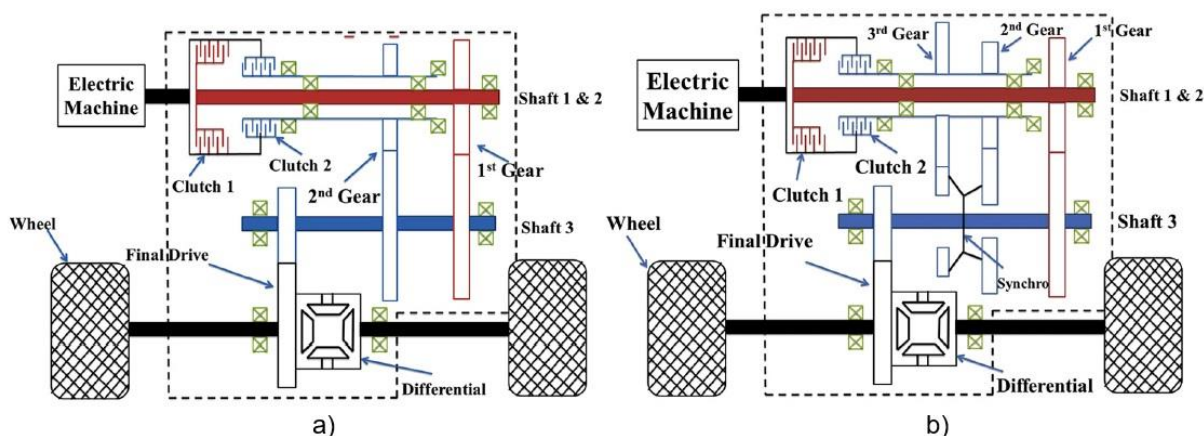
1.4.1 CVT PREVODOVKA

CVT prevodovka umožňuje plynulú zmenu prevodového pomeru v určitom rozsahu a bez prerušenia prenosu točivého momentu. Používa sa najmä v automobiloch, poľnohospodárskej technike a v malých motocykloch. Točivý moment je do variátora privádzaný cez planétové súkolesie (umožňujúce reverzáciu chodu) a cez jednu zo spojok na primárnu kužeľovú remenicu. Z nej je pomocou tlačného článkového pásu, alebo tlačnej lamelovej reťaze poháňaná sekundárna kužeľová remenica. Axiálnym posuvom jednej polovice každej remenice sa menia činné polomery remeníc, a tým sa plynule mení prevodový pomer. Posuv polovic remeníc zabezpečujú tlakové valce. Účinnosť prevodoviek s plynulou zmenou prevodového pomeru sa pohybuje okolo 85 % v závislosti od vstupujúceho točivého momentu a aktuálneho prevodového pomeru. [23]

Nižšia efektivita CVT prevodovky by mohla znamenať, že v elektromobile nenájde uplatnenie. Ukazuje sa však, že celková účinnosť môže byť vyššia, než je pri použití redukčnej prevodovky s jedným prevodovým pomerom – elektromotor pracuje v režimoch, kde má najvyššiu efektivitu. Vďaka tomu je možné zmenšiť kapacitu akumulátora a jazdiť hospodárnejšie. Cena prevodovky a jej údržby však vzrastie. Použitie variátora vo vysokovýkonných elektromobiloch je obmedzené stabilitou ocelového pásu. [23][24]

1.4.2 PREVODOVKA S 2 SPOJKAMI RADENÁ POD ZAŤAŽENÍM

V dvojtokej prevodovke je točivý moment do prevodovky privádzaný na súosové hriadele cez dve spojky. Pri radení rýchlostného stupňa sa zubovou spojkou spojí dané ozubené koleso s jeho hriadeľom a následne zopnutím príslušnej spojky sa zaradí prevodový stupeň. Pri zmene rýchlostného stupňa sa najskôr zubovou spojkou spojí ozubené koleso daného prevodu s jeho hriadeľom a následne sa rozpája pôvodne zopnutá spojka (aktuálne prenášajúca točivý moment) za súčasného spájania druhej spojky. Pri prenose točivého momentu jedným hriadeľom je možné zaradiť len prevod na druhom hriadeľi. Veľkou výhodou dvojspojkovkej prevodovky s 2 rýchlostnými stupňami je, že nepotrebuje synchronizačný mechanizmus; ozubené kolesá príslušných prevodových pomerov sú trvale neotočne spojené s hriadeľmi. Radenie je uskutočňované len zopnutím jednej zo spojok. Pri preradovaní sa súčasne jedna spojka rozpája a druhá spája, tak sa eliminuje prerušenie prenosu točivého momentu na najmenšiu možnú mieru. Spojky sú väčšinou mokré lamelové, no môžu sa využívať aj suché kotúčové spojky. Sú ovládané hydraulicky, čo znamená nevýhodu – prítomnosť zložitého hydraulického systému zvyšujúceho cenu prevodovky a rovnako jej údržby. Tretia spojka je tepelne namáhaná, čo znamená straty mechanickej energie a prirodzene sa opotrebuje. [25]



Obr. 11 Hnacie ústrojenstvo s 2 spojkami a) 2 rýchlostnými stupňami, b) 3 rýchlostnými stupňami [25]

1.4.3 BEZSPOJKOVÁ PREVODOVKA

Spojky sú všeobecne zariadenia, ktoré slúžia na prenos točivého momentu s možnosťou jeho prerušenia. V autách poháňaných spaľovacím motorom slúžia na prerušenie prenosu točivého momentu z kľukového hriadeľa spaľovacieho motora pri radení rýchlostných stupňov. Prerušenie prívodu točivého momentu je nevýhodou prevodoviek so spojkami. Dvojspojková automatická prevodovka radená pod zaťaženie síce umožňuje radenie prevodových stupňov bez prerušenia prenosu točivého momentu (alebo len s minimálnym prerušením) z motora na kolesá, ale vyžaduje komplikovaný hydraulický systém, čo znamená vyššiu cenu a zložitosť so zvýšenými nárokmi na údržbu. [26]

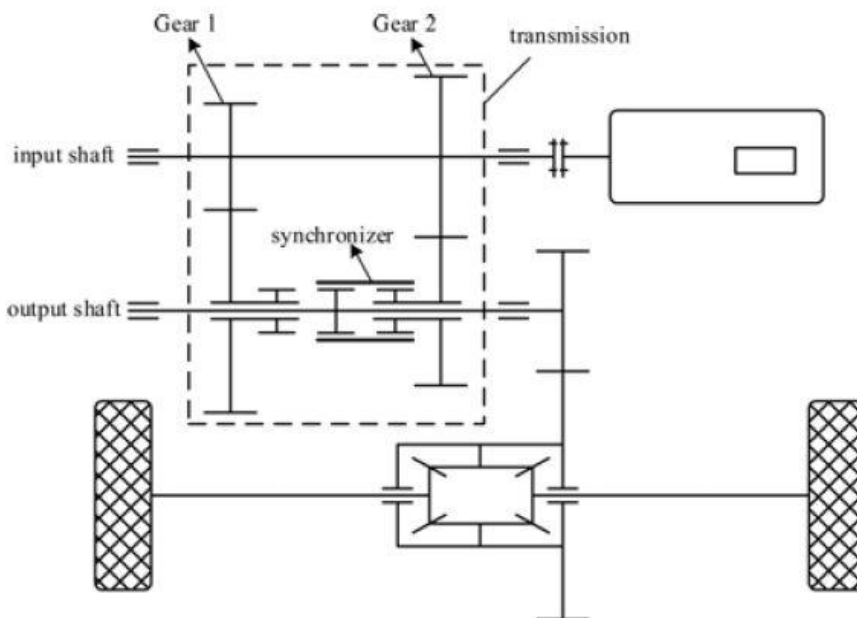
V prípade využitia elektromotora na pohon automobilu je možné spojku z hnacieho ústrojenstva úplne vynechať, a to nie len v prípade redukčnej prevodovky s jedným prevodovým pomerom, ale aj v prípade prevodovky s viacerými prevodovými pomermi. Značne nižší celkový moment zotrvačnosti rotujúcich častí spolu s presným a rýchlym

riadením otáčok elektromotora v porovnaní so spaľovacím motorom umožňuje radenie prevodových stupňov bezspojkovej prevodovky. Vyžadujú sa tiež presné a silné (umožňujúce rýchle radenie) radiace aktuátory. [26][27][28]

PREVODOVKA S JEDNÝM VSTUPOM TOČIVÉHO MOMENTU

Pri preradovaní prevodových stupňov dvojhriadeľovej prevodovky s jedným vstupom točivého momentu je nutné prerušiť prívod točivého momentu do prevodovky. Elektromobil disponuje spravidla menším počtom rýchlostných stupňov než osobné auto so spaľovacím motorom. Preto je medzi jednotlivými prevodovými stupňami väčší rozdiel otáčok elektromotora pri preradení a sú kladené vyššie nároky na synchronizačný mechanizmus (ktorý preberá funkciu spojky pri radení dvojspojčkovej prevodovky radenej pod zaťažením) [29]. Avšak správnym a rýchlym riadením elektromotora je možné znížiť rozdiel požadovaných uhlových rýchlostí vstupnej a výstupnej hriadele na minimum [29]. Tým sa zníži opotrebovanie synchronizačného mechanizmu, čas prerušenia prenosu točivého momentu a zvýši sa kvalita preradenia, ktorá sa hodnotí podľa času potrebného na preradenie [27].

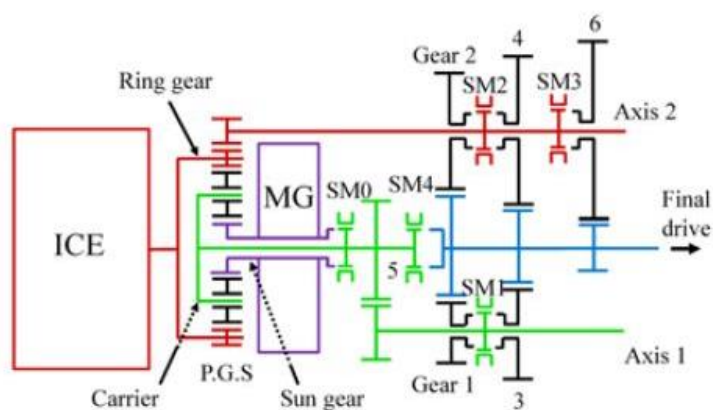
Vhodným ovládaním elektromotora a radiaciach aktuátorov a dobre navrhnutou konštrukciou prevodovky je možné dosiahnuť krátke prerušenia prenosu točivého momentu, a tým zabezpečiť radenie, ktoré nezhoršuje pohodlnosť, bezpečnosť alebo dynamiku vozidla. Takáto prevodovka má vysokú účinnosť, keďže točivý moment sa prenáša pomocou niekoľkých párov ozubených kolies. [28]



Obr. 12 Schéma hnacieho ústrojenstva s jedným elektromotorom a dvojstupňovou bezspojkovou prevodovkou [28]

PREVODOVKA S DVOMI VSTUPMI TOČIVÉHO MOMENTU

Automobily s hybridným pohonom (paralelné a sériovo-paralelné usporiadanie) využívajú prevodovku s 2 vstupmi točivého momentu, ktorá často obsahuje planétové súkolesie. Nahradením spaľovacieho motora elektromotorom vznikne prevodovka pre elektromobil, ktorá radí pod zaťažením, pričom neprerušuje prenos točivého momentu. Využiteľné sú aj iné koncepty, niektoré bez planétového súkolesia. Dôležité je využitie dvoch elektromotorov: jeden z nich je v stálom zábere a zabezpečuje nepretržitý prenos točivého momentu, pričom druhý sa pri preradení rýchlostných stupňov odpojí od vstupného hriadeľa prevodovky a po zaradení príslušného rýchlostného stupňa sa znovu pripojí. Riadenie oboch elektromotorov sa tak môže nastaviť optimálne pre rôzne podmienky pri jazde. Nemalo by sa však dbať len na hospodárnosť jazdy, dôležité je tiež zachovať dobrú dynamiku automobilu a nepreradzovať príliš často. [26][30]



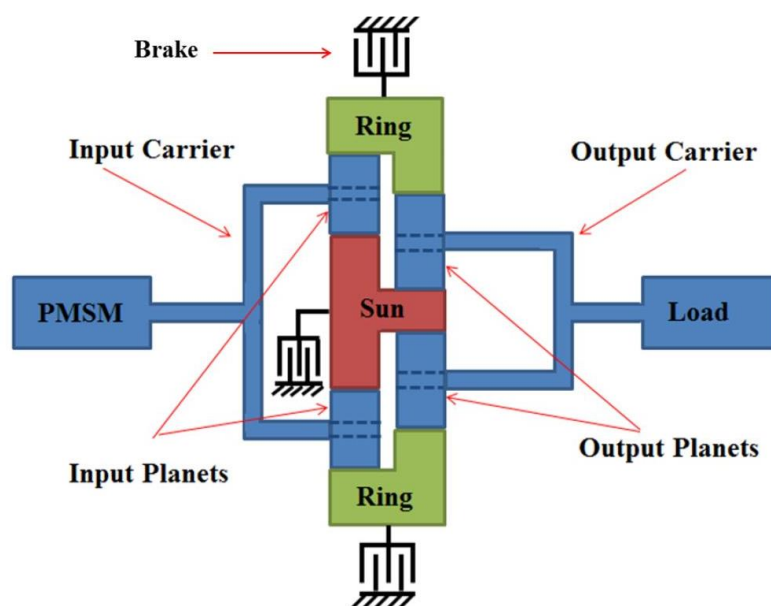
Obr. 13 Schéma hnacieho ústrojenstva hybridného vozidla s dvomi vstupmi točivého momentu a bezspojkovou prevodovkou [26]

1.4.4 PLANÉTOVÁ PREVODOVKA

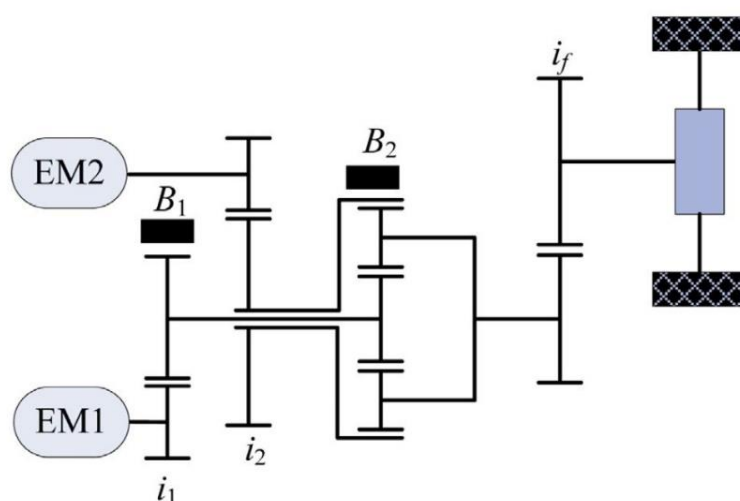
Planétové súkolesie má 2 stupne voľnosti. Je viacero možností, kde privádzať točivý moment a z kade ho odvádzať. Aby bol prevodový mechanizmus funkčný, zvyšný člen musí byť zastavený. Rôznymi kombináciami vstupu, výstupu točivého momentu môžeme dosiahnuť až 7 rôznych prevodových pomerov, pričom je nutné podotknúť, že nie všetky sú využiteľné (závisí to najmä od aplikácie). Vhodným spojením viacerých planétových súkolesí vznikne planétová prevodovka. Tá má niekoľko rýchlostných stupňov, ktoré sú radené pomocou spojok a brzd. Takáto konštrukcia prevodovky umožňuje radenie rýchlostných stupňov pod zaťažením a bez prerušenia prenosu točivého momentu.

Planétové súkolesie má rad výhod: vďaka tomu, že točivý moment je prenášaný niekoľkými satelitmi, sa sily pôsobiace v ozubení rozložia, a tak môže byť modul ozubenia menší; ložiská otočných častí nie sú zaťažované významnými radiálnymi silami (s výnimkou ložísk uloženia satelitov); dobre vyplňa zástavbový priestor vzhľadom na daný prevodový pomer; je schopné prenášať aj vyššie otáčky; vysoká účinnosť. Medzi hlavné nevýhody patrí zložitosť konštrukcie a výroby, čo súvisí s vyššou cenou; ložiská uloženia satelitov sú namáhané radiálnym zaťažovaním vplyvom odstredivých síl.

Planétové prevodovky navrhnuté pre elektromobil väčšinou využívajú 2 planétové súkolesia spojené rôznymi spôsobmi. Zmena prevodového pomeru je realizovaná dvoma brzdami. Brzdy sa, ako aktívny člen na zmenu prevodového pomeru, uprednostňujú pred spojkami najmä z dôvodu zložitejšej štruktúry spojky. Brzdy sú rôznej konštrukcie, najmä podľa toho, ktorý člen súkolesia je brzdený a podľa možného zástavbového priestoru: mokrá alebo suchá kotúčová brzda, pásová brzda, elektromagnetická brzda. Hydraulické ovládanie jednotlivých brzd je v elektromobiloch skôr komplikáciou; zložitý hydraulický systém si vyžaduje množstvo komponentov, ktoré sa opotrebovávajú a negatívne ovplyvňujú tesnosť, a tým aj funkčnosť a spoľahlivosť celého systému. Častejšie využívané sú elektrické aktuátory, ktoré majú výhodu najmä v jednoduchosti, spoľahlivosti a presnom a rýchlom riadení. Pomocou nich je možné zabezpečiť optimálne a jednoducho opakovateľné radenie rýchlostných stupňov. [24][31][32] Použitím jednej brzdy a jednej spojky je možné realizovať dvojstupňovú planétovú prevodovku pomocou len jedného planétového súkolesia [34].



Obr. 14 Schéma planétovej prevodovky s 2 rýchlostnými stupňami [35]



Obr. 15 Schéma planétovej prevodovky s 2 rýchlostnými stupňami a 2 vstupmi toč. momentu [35]

2 PARAMETRE POHONU VOZIDLA

Navrhovaná prevodovka má slúžiť ako pomyselná alternatíva pre elektromobil VW ID.3. V súčasnosti je toto sériovo vyrábané vozidlo s redukčnou prevodovkou s nemenným prevodovým pomerom [37].

2.1 DEFINÍCIA VOZIDLA

VW ID.3 má karosériu tvaru hatchback a radí sa do nižšej strednej triedy vozidiel. Tabuľka (Tab. 3) zobrazuje základné vlastnosti sériového vozidla ID.3 (výbava Life). Vozidlo má hnanú zadnú nápravu [37]. Elektromotor s redukčnou prevodovkou a diferenciálom sú takisto umiestnené vzadu [37]. Prevodový pomer prevodovky je udávaný 10 [38]. Taktiež sa uvádza, že pri maximálnej rýchlosti $160 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ má elektromotor otáčky $16\,000 \text{ min}^{-1}$ [38]. Jednoduchým výpočtom sa dá toto tvrdenie overiť:

$$r_d = 336 \text{ mm} , \quad (1)$$

$$i_{cs} = \frac{n_{ms} \cdot r_d \cdot 2 \cdot \pi}{v_{maxs}} = 12,69 , \quad (2)$$

kde r_d je dynamický polomer kolesa, i_{cs} je vypočítaný prevodový pomer, n_{ms} sú otáčky súčasného elektromotora a v_{maxs} je súčasná maximálna rýchlosť. Prevodové pomery sa nezhodujú, budem teda brať do úvahy celkový prevodový pomer, ktorý som vypočítal. Predpokladám, že udávaná hodnota prevodového pomeru 10 je hrubo zaokrúhlená, alebo neprislúcha celkovému prevodovému pomeru.

Tab. 3 Základné parametre elektromobilu VW ID.3 Life 150kW [37]

Parameter	Hodnota
Maximálny výkon [kW]	150
Maximálny točivý moment [Nm]	310
Pohotovostná hmotnosť min. [kg]	1794
Maximálna rýchlosť [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	160
Kapacita akumulátora [kWh]	58
Kombinovaný dojazd podľa WLTP [km]	424
Hnaná náprava	zadná
Rozmery pneumatík	215/55 R18

2.2 POŽIADAVKY NA PREVODOVKU

Na navrhovanú prevodovku sú kladené požiadavky: malá hmotnosť, malé rozmery, vysoká účinnosť. Prevodovka má disponovať viacerými prevodovými pomermi. Preradenie medzi jednotlivými stupňami by malo byť rýchle, s čo najmenším dopadom na jazdný komfort a jazdnú dynamiku. Maximálna rýchlosť by mala zostať približne zachovaná, $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [37].

2.3 KONCEPČNÉ RIEŠENIE USPORIADANIA HNACIEHO ÚSTROJENSTVA

Súčasnú riešenie je použitie jedného elektromotora pre pohon oboch kolies zadnej nápravy s využitím mechanického diferenciálu. Najväčšou výhodou tohto riešenia je jednoduchosť, vysoká efektívnosť a spoľahlivosť. Mechanický diferenciál nevyžaduje komplexné riadenie ako elektronický, čo znižuje cenu pohonného ústrojenstva. Pohon zadnej nápravy je výhodný najmä z pohľadu trakčných vlastností. Nevýhodou je hlavne pretáčavé chovanie vozidla a horšia stabilita pri priamej jazde. Ďalšie možné koncepčné riešenia sú: nábojové elektromotory, použitie dvoch elektromotorov: každý pre jedno koleso nápravy s vlastnou prevodovkou (využitie elektronického diferenciálu), alebo použitie dvoch elektromotorov s prevodovkou umožňujúcou dva vstupy točivého momentu (nutnosť mechanického diferenciálu). Z dôvodu malých zástavbových rozmerov v prípade riešenia nábojového elektromotora by bolo obtiažné navrhnuť prevodovku s možnosťou zmeny prevodového pomeru. Koncepcia dvoch elektromotorov pre pohon kolies nápravy nezávisle je vhodná najmä pre športové vozidlá, pri ktorých sa kladie dôraz na jazdnú dynamiku (vektorovanie točivého momentu) aj za zvýšenú cenu automobilu.

Koncepcia hnacieho ústrojenstva vozidla ID.3 (pohon zadnej nápravy jedným elektromotorom) sa javí ako vhodný variant z hľadiska účinnosti hnacieho traktu, jednoduchosti aj ceny. Preto zostane koncepcia zachovaná, ale bude navrhnutá nová prevodovka s možnosťou zmeny prevodového pomeru. Pre pohon bude taktiež použitý iný elektromotor, pretože potrebné informácie o pôvodne použitom elektromotore nie sú dostupné a pravdepodobne by tento elektromotor, navrhnutý pre jednostupňovú prevodovku, nebol najvhodnejší pre použitie s viacstupňovou prevodovkou.

2.4 VOĽBA ELEKTROMOTORA

2.4.1 VÝKON POTREBNÝ PRE DOSIAHNUTIE MAXIMÁLNEJ RÝCHLOSTI

Pre dosiahnutie a udržanie maximálnej rýchlosti vozidla je potrebná určitá hnacia sila, ktorá prekoná jazdné odpory. Hnacia sila pri maximálnej rýchlosti zodpovedá výkonu P_{min} . Tento výkon budem brať ako minimálny pre určenie výkonu elektromotora pri jeho maximálnych otáčkach. Pre výpočet budem uvažovať jazdu po rovine a pri ustálenej rýchlosti. Odpory pôsobiace na vozidlo teda budú odpor valenia, aerodynamický odpor a odpor zrýchlenia.

Pre odpor valenia budem predpokladať jazdu po asfaltovej vozovke (súčiniteľ valivého odporu 0,01 – 0,02 [40]). Pre aerodynamický odpor budem ako čelnú plochu brať plochu obdĺžnika, ktorého strany zodpovedajú šírke a výške elektromobilu ID.3. Výkon

elektromotora musí byť dostatočný nie len na udržanie tejto rýchlosti, ale aj na zrýchlenie automobilu na maximálnu rýchlosť. Preto vo výpočte zahrňam rezervu pre zrýchľovanie.

$$f_k = 0,015, \quad (3)$$

$$b = 1809 \text{ mm [37]}, \quad (4)$$

$$h = 1568 \text{ mm [37]}, \quad (5)$$

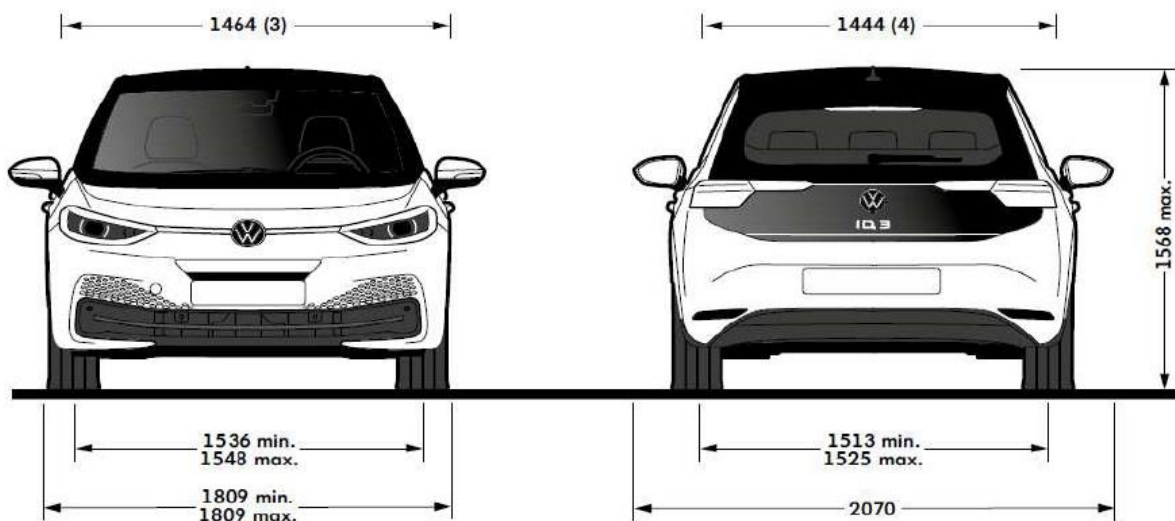
$$a_{160} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \quad (6)$$

$$c_d = 0,267 \text{ [43]}, \quad (7)$$

$$\rho_v = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}, \quad (8)$$

$$P_{min} = v_{maxs} \left(m \cdot g \cdot f_k + \frac{1}{2} \cdot c_d \cdot b \cdot h \cdot \rho_v \cdot v_{maxs}^2 + m \cdot a_{160} \right) = 67,6 \text{ kW}, \quad (9)$$

kde f_k je súčiniteľ valivého odporu, b , resp. h je šírka, resp. výška vozidla, a_{160} je zrýchlenie vozidla pri rýchlosti $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, c_d je súčiniteľ aerodynamického odporu, ρ_v je hustota vzduchu, P_{min} je minimálny výkon požadovaný od elektromotora, m je pohotovostná hmotnosť a g je gravitačné zrýchlenie. Hodnota výkonu je vypočítaná s rezervou (do výpočtu aerodynamického odporu bola dosadená väčšia plocha než je skutočná), ale nie je zahrnutá účinnosť prenosu výkonu z hriadeľa elektromotora na kolesá ani prekonávanie odporu zrýchľovania rotačných hmôt hnacieho traktu. Prevodovka by mala byť navrhnutá tak, aby bolo možné maximálnu rýchlosť dosiahnuť, na to je však potrebné, aby elektromotor disponoval vypočítaným minimálnym výkonom. Musí ísť o dlhodobý výkon, nie o špičkový, aby bolo možné maximálnu rýchlosť dosiahnuť a udržať počas dlhšej doby.



Obr. 16 Rozmery elektromobilu VW ID.3 [37]

2.4.2 VHODNÉ ELEKTROMOTORY

Na základe zvolenej koncepcie hnacieho ústrojenstva boli ako možné pohonné agregáty vybrané 3 rôzne varianty elektromotorov s približne rovnakým maximálnym výkonom. Všetky elektromotory sú typu synchrónneho motora s permanentnými magnetmi [40][41][42]. Prehľad elektromotorov a ich parametrov je v Tab. 4.

Tab. 4 Vybrané elektromotory a ich základné parametre [40][41][42]

Parameter	YASA 750	EVO AF 130	2x Emrax 208 HV
Špičkový výkon [kW]	100	140	136 (68+68)
Menovitý výkon [kW]	70	64	70 (35+35)
Špičkový toč. moment [Nm]	750	350	280 (140+140)
Menovitý toč. moment [Nm]	400	145	136 (68+68)
Max. otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	3250	8000	6000
Max. účinnosť [-]	0,95	0,95	0,98
Hmotnosť [kg]	37	30,5	18,8 (9,4+9,4)
Dĺžka [mm]	92	110	>170 (>85+85)
Priemer [mm]	368	300	208

2.4.3 VÝBER ELEKTROMOTORA

Prevodovka bude navrhovaná pre oblasť trvalej únavovej pevnosti. Je preto výhodné čo najviac jej častí zaťažovať menším krútiacim momentom a vyššími otáčkami – časť prevodovky, ktorá bude mať za úlohu meniť prevodové pomery a radiť rýchlostné stupne je vhodné umiestniť hneď za elektromotor, a až následne fixným prevodovým pomerom znížiť otáčky a zvýšiť točivý moment. Z tohto dôvodu zúžim výber na elektromotory schopné vyvinúť vyššie otáčky a elektromotor YASA 750 (s vysokým točivým momentom a nižšími otáčkami voči konkurentom) vyradím.

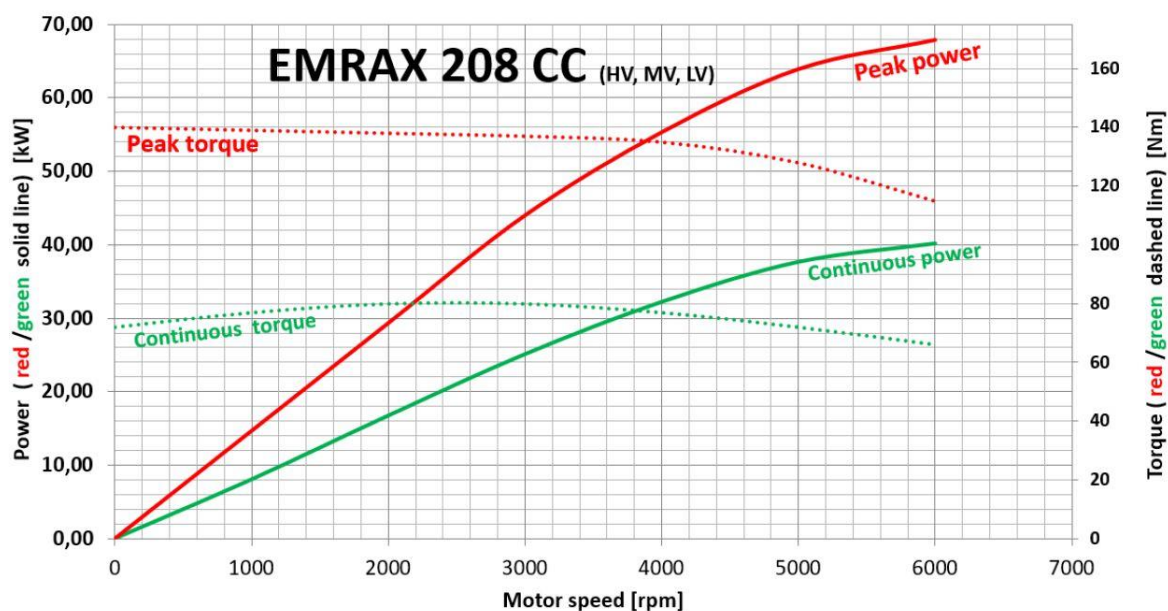
Spoločnosť Emrax pre svoje elektromotory ponúka možnosť spojenia dvoch elektromotorov rovnakých typov za seba (stacked motor – EMRAX TWIN), čoho výsledkom je zdvojnásobenie točivého momentu [44]. Pri riadení každého elektromotora zvlášť je možné, v prípade menšej záťaže, jeden elektromotor vypnúť a druhý elektromotor tak môže pracovať v efektívnejšej oblasti než by pracoval väčší, výkonnejší elektromotor.

Elektromotor EVO AF 130 dosahuje vyšší špičkový výkon než dvojica elektromotorov Emrax 208 HV, ale jeho trvalý výkon je nižší a zároveň aj nižší než vypočítaný minimálny výkon potrebný pre dosiahnutie a udržanie maximálnej rýchlosti.

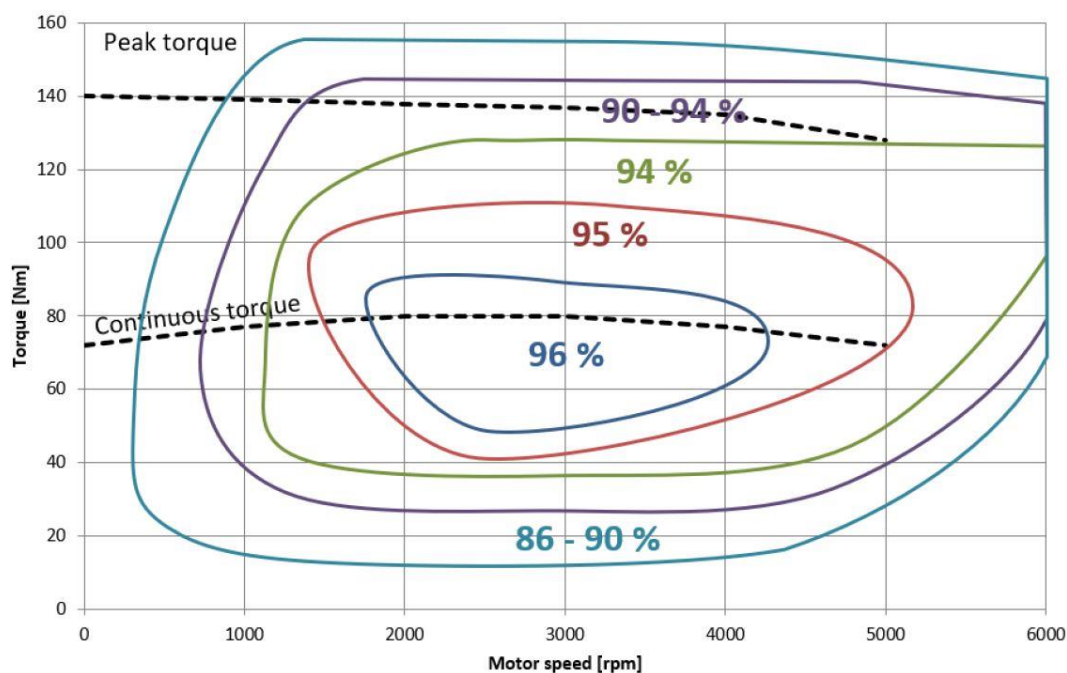
Po zvážení a porovnaní vyššie uvedených parametrov bola pre pohon vozidla vybratá dvojica elektromotorov Emrax 208 HV. Najmenší priemer, relatívne vysoké otáčky, postačujúci trvalý výkon a možnosť využitia riadenia oboch elektromotorov zvlášť pre zvýšenie efektivity sú nesporné výhody tejto voľby. Negatívom môže byť väčšia axiálna dĺžka, a tým aj najväčší zástavbový objem spomedzi konkurentov.

2.4.4 CHARAKTERISTIKA ELEKTROMOTORA EMRAX 208 HV

Výrobca udáva tri možnosti chladenia, a to vzduchom, kvapalinou a kombináciou oboch týchto variantov, pričom maximálny výkon rastie v poradí menovania [42]. Vonkajšiu časť elektromotora tvorí rotor, chladenie vzduchom teda je možné, ale elektromotor nesmie byť umiestnený v uzavretom priestore [42]. Pohonné ústrojenstvo elektromobilu väčšinou tvorí uzavretý konštrukčný celok, teda možnosť chladenia vzduchom odpadá. Preto beriem do úvahy charakteristiky pre motor chladený kvapalinou (parametre uvedené v Tab. 4 spĺňajú tento predpoklad). Uvedené charakteristiky platia pre jeden elektromotor Emrax 208 HV.



Obr. 17 Vonkajšia otáčková charakteristika elektromotora Emrax 208 MV [42]



Obr. 18 Úplná charakteristika účinnosti elektromotora Emrax 208 MV [42]

2.5 KONCEPČNÉ RIEŠENIE PREVODOVKY

Pre zvolenú koncepciu usporiadania hnacieho ústrojenstva a pre splnenie požiadaviek na prevodovku je možné navrhnuť niekoľko typov prevodoviek: CVT prevodovku, prevodovku s dvoma spojkami radenú pod zaťaženie alebo bezspojkovú prevodovku s čelnými súkolesiami, alebo planétovým súkolesím.

Budem sa zaoberať návrhom planétovej prevodovky bez spojky s dvoma planétovými súkolesiami, pričom zmena rýchlostného stupňa bude realizovaná brzdami (odobratím jedného stupňa voľnosti každému planétovému mechanizmu). Tento typ prevodovky sa javí ako najvhodnejšia voľba, z pohľadu zástavbových rozmerov a pomerne jednoduchého radiaceho mechanizmu (použitie brzd oproti použitiu spojok). Prevodovka môže dosiahnuť malé rozmery vďaka tomu, že točivý moment je prenášaný pomocou viacerých satelitov, takže môže byť použitý menší modul ozubení a aj počet zubov. Planétový mechanizmus dovoľuje realizáciu vysokého prevodového pomeru v malom priestore. Nevýhodami sú naopak menšie prerušenie prenosu točivého momentu pri preradení rýchlostných stupňov, náročnejšia výroba, a tým aj vyššia cena.

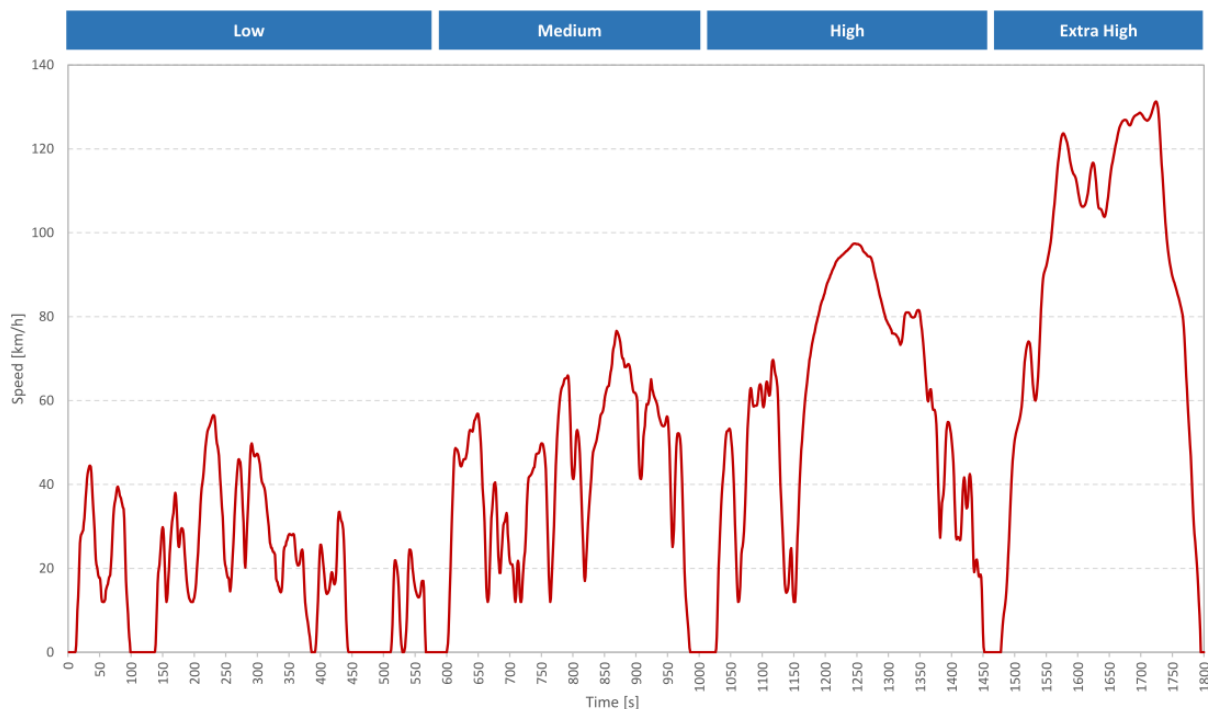
2.5.1 PREVODOVÝ POMER

V konfigurácii dvoch planétových prevodov je možné realizovať dva alebo tri prevodové stupne. Dva prevodové stupne sú výhodnejšie z dôvodu menej častého radenia – prvý prevodový stupeň pre nižšie rýchlosti a vyššiu trakčnú silu, druhý prevodový stupeň pre vyššie rýchlosti. Tri prevodové stupne sú výhodné z pohľadu ekonomickosti prevádzky, pretože je možné častejšie prevádzkovať elektromotor v oblasti najvyššej účinnosti, no preradenie prevodových stupňov bude častejšie, čo sa prejaví na jazdnej dynamike a komforte.

Jazdný cyklus elektromobilu bude reprezentovať jazdný cyklus WLTP. Tento cyklus pre osobné vozidlá je zobrazený na Obr. 19 a Tab. 5 obsahuje vybrané údaje (trvanie fázy je vrátane času státia, priemerná rýchlosť je bez vplyvu státia).

Tab. 5 Vybrané parametre jazdného cyklu WLTP [45]

Fáza (rýchlosti)	Nízka	Stredná	Vysoká	Extra vysoká
Trvanie [s]	589	433	455	323
Pomerné trvanie [%]	32,7	24,1	25,3	17,9
Vzdialenosť [m]	3095	4756	7158	8254
Pomerná vzdialenosť [%]	13,3	20,4	30,8	35,5
Maximálna rýchlosť [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	56,5	76,6	97,4	131,3
Priemerná rýchlosť [$\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$]	25,7	44,5	60,8	94,0
Maximálne zrýchlenie [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	1,47	1,57	1,58	1,03



Obr. 19 Časový priebeh rýchlosti jazdného cyklu WLTP [46]

Návrh prevodových pomerov budem zakladať na údajoch jazdného cyklu WLTP. Maximálne uvedené zrýchlenie predpokladám pri rozjazde z nulovej rýchlosti. Taktiež budem predpokladať cyklus WLTP ako cyklus bežnej prevádzky elektromobilu.

Na najvyššom rýchlostnom stupni musí byť možné dosiahnuť maximálnu rýchlosť. Z rovnice (9) bola vyjadrená potrebná trakčná sila a následne vypočítaný minimálny prípustný prevodový pomer (celkový), s ktorým je za pomoci dvojice elektromotorov Emrax možné maximálnu rýchlosť dosiahnuť:

$$F_{160} = \frac{P_{min}}{v_{maxs}} = 1520,4 \text{ N}, \quad (10)$$

$$i_{min} = \frac{F_{160} \cdot r_d}{M_{nmax}} = 3,77, \quad (11)$$

kde F_{160} je trakčná sila na kolese pri výkone P_{min} , M_{nmax} je maximálny nominálny točivý moment, ktorý sú schopné elektromotory vyvinúť.

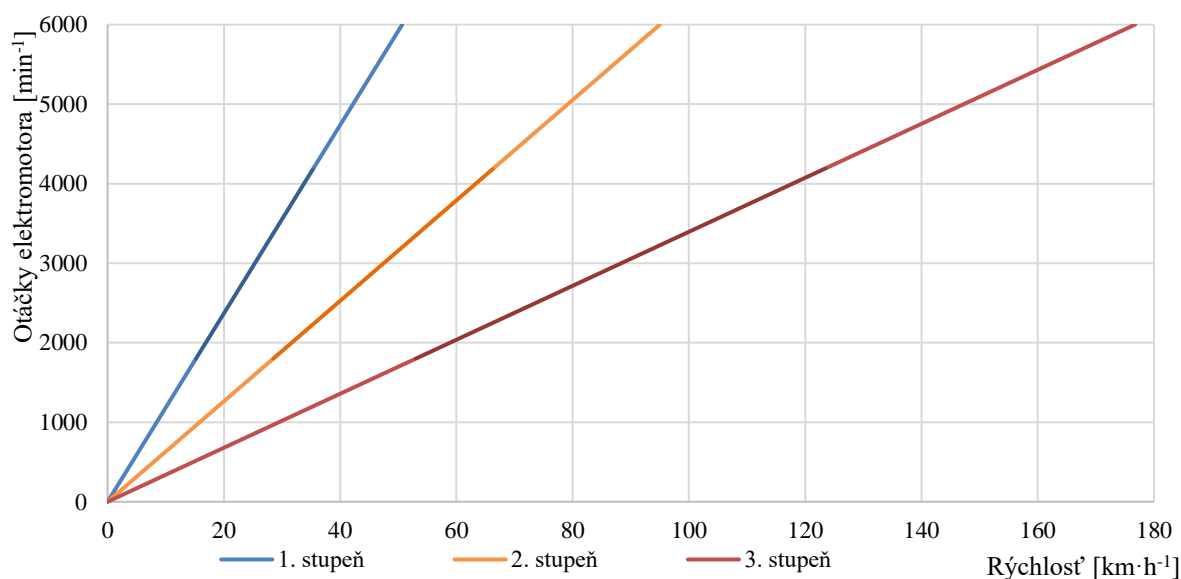
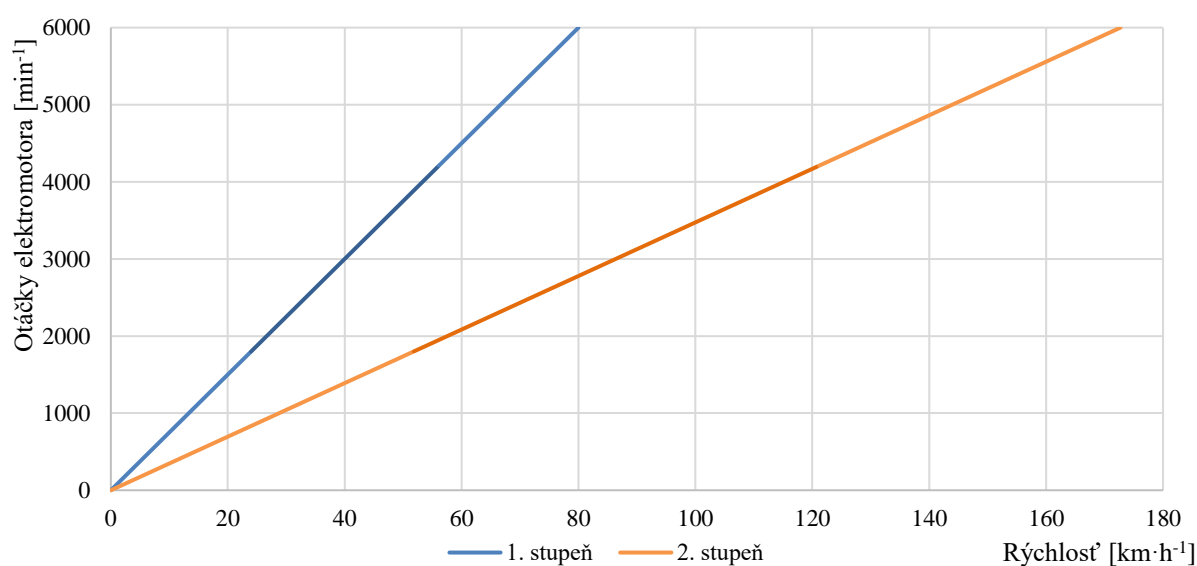
V Tab. 6 sú uvedené predbežne navrhnuté cielené prevodové pomery (celkové) jednotlivých rýchlostných stupňov. Posledný prevodový stupeň (oboch variantov) je navrhnutý tak, aby pri maximálnej rýchlosti bol elektromotor v oblasti otáčok nižších než sú jeho maximálne otáčky.

V prípade variantu dvojstupňovej prevodovky je prvý stupeň určený na pokrytie rýchlosti v mestskej prevádzke (do $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) a pre prekonanie odporu zrýchlenia a/alebo stúpania aj v rýchlostiach vyšších. Druhý stupeň je určený pre vyššie rýchlosti a pre ekonomickú jazdu, keď nie je potreba rýchlo zrýchľovať alebo prekonávať väčší odpor stúpania vo vyššej rýchlosti.

Prvý stupeň trojstupňového variantu prevodovky je určený predovšetkým na rozbeh a veľké akcelerácie pri nízkych rýchlostiach. V mestskej prevádzke by mal byť zaradený väčšinu času druhý rýchlostný stupeň, najmä z dôvodu ekonomickosti prevádzky. Tento stupeň je rovnako určený pre zrýchľovanie a prekonávanie odporu stúpania vo vyšších (nad 50 km·h⁻¹) rýchlostiach.

Tab. 6 Návrhy prevodových pomerov jednotlivých variantov prevodoviek

Rýchlostný stupeň	1.	2.	3.
Prevod. pomer 2-stupňovej prevodovky [-]	9,5	4,4	-
Prevod. pomer 3-stupňovej prevodovky [-]	15,0	8,0	4,3



Obr. 20 Pilové diagramy dvojestupňovej (hore) a trojstupňovej (dole) prevodovky. Tmavšou farbou sú naznačené približné rozsahy otáčok elektromotora, v ktorých je možné dosiahnuť najvyššiu účinnosť (podľa Obr. 18)

Pre mestskú prevádzku je určený prvý a druhý stupeň trojstupňovej prevodovky. To by v praxi znamenalo časté radenie, prakticky pri každom rozjazde a zvýšení rýchlosti. Maximálna trakčná sila na prvom prevodovom stupni je v bežnej prevádzke nevyužiteľná, pretože znamená prudké zrýchlenie vozidla. Nízke zaťaženie elektromotora spôsobuje jeho nižšiu účinnosť (Obr. 18). Pre vyššiu celkovú účinnosť je teda pravdepodobne vhodnejšia dvojstupňová prevodovka. Pri rozjazde vozidla je elektromotor v oblasti vyššieho zaťaženia (v porovnaní s prvým stupňom trojstupňovej prevodovky), čo je vhodné pre vyššiu efektivitu elektromotora (Obr. 18). Pri nižších rýchlostiach v mestskej prevádzke (Obr. 19) nie je potrebné tak často preradzovať na vyšší prevodový stupeň. Menší počet prevodových stupňov však zväčšuje oblasť nevyužitého výkonu motora. Spätný chod bude realizovaný zaradením prvého rýchlostného stupňa a zmenou zmyslu otáčania elektromotora riadiacim kontrolérom.

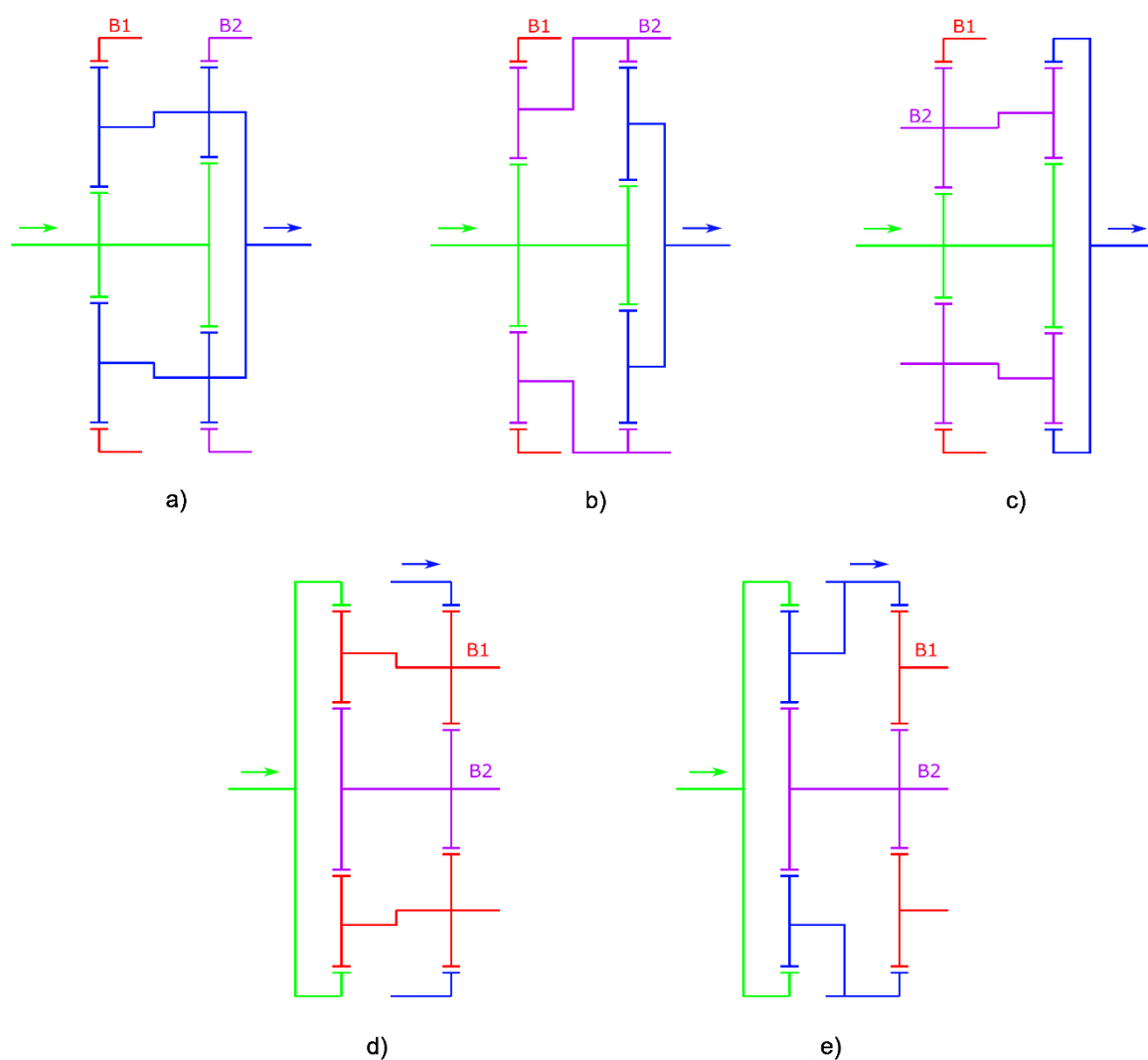
2.5.2 USPORIADANIE PLANÉTOVÝCH SÚKOLESÍ

Súosové usporiadanie planétových súkolesí umožňuje konštrukciu prevodovky s malými zástavbovými rozmermi a pomerne vysokým prevodovým pomerom. Existuje však viacero možností, ktoré sa líšia v tom, ako planétové mechanizmy prepojiť, kde bude točivý moment vstupovať a vystupovať a pomocou ktorého prvku sa bude realizovať zmena rýchlostného stupňa.

Zvolené prevodové pomery musia byť realizovateľné, čo neplatí pre všetky kombinácie usporiadaní a spojení planétových mechanizmov. Takisto všetky rýchlostné stupne musia mať rovnaký zmysel otáčania výstupného hriadeľa, inak by bolo nutné reverzovať elektromotor, čo by malo jednoznačne negatívny vplyv na rýchlosť preradenia. V programe Matlab boli naprogramované konštrukčne prípustné varianty a bola zisťovaná realizovateľnosť zvolených prevodových pomerov pre dvoj- aj trojstupňovú prevodovku s rôznym počtom zubov jednotlivých ozubených kolies.

Väčšina variantov s tromi rýchlostnými stupňami nie je vhodná, pretože jeden (prípadne dva) z prevodových pomerov má opačný zmysel otáčania než zvyšné pomery, alebo nebol redukčný, ale rýchloběžný. Ako potenciálne vhodná sa javila len jedna verzia (z celkovo 7 uvažovaných), no ani tá po hlbšom preskúmaní nebola vyhovujúca; jednotlivé prevodové pomery boli číselne príliš blízko seba a nebolo možné sa priblížiť k navrhnutým prevodovým pomerom (Tab. 6). Pre realizáciu trojstupňovej prevodovky s cieľovými prevodovými pomermi by bolo nutné využiť viac než dva planétové mechanizmy.

Pre dvojstupňovú prevodovku bolo zostavených celkovo dvadsať variant usporiadaní planétových mechanizmov. Pre realizovanie navrhnutých prevodových pomerov (Tab. 6) je použiteľných päť variantov. Ostatné sú nevhodné z dôvodu rýchlobehu aspoň jedného prevodového pomeru alebo opačného zmyslu otáčania. Obr. 21 schematicky zobrazuje usporiadanie planétových mechanizmov piatich vybraných variantov. Tab. 7 uvádza súhrn parametrov koncepčne navrhnutých planétových mechanizmov. Index 1 resp. 2 značí prvý, resp. druhý mechanizmus zľava podľa Obr. 21. Index k je pre korunové koleso, s je pre satelit a c je pre centrálné koleso. Počty zubov sú navrhnuté pre zistenie realizovateľnosti prevodových pomerov jednotlivých prevodoviek.



Obr. 21 Schémy vybraných variantů planétových převodovek - vstup točivého momentu – zelený člen, výstup – modrý člen, brzděný člen 1 resp. 2 – červená resp. fialová farba

Tab. 7 Koncepčně navrhnuté parametry vybraných variantů planétových převodovek (číselné indexy zodpovídají planétovému mechanismu v směru zleva)

Parameter převodovky	a)	b)	c)	d)	e)
z_{k1}/z_{k2}	90/90	90/90	90/90	90/90	90/90
z_{s1}/z_{s2}	34/15	17/30	33/15	15/35	25/33
z_{c1}/z_{c2}	22/60	56/30	24/60	60/20	40/24
Prevodový pomer 1	5,09	1,86	-3,17	3,00	1,44
Prevodový pomer 2	2,50	4,00	-1,50	1,36	3,11
Stály převod	1,90	2,40	3,00	3,20	3,10
Celkový převod 1	9,67	4,46	9,51	9,60	4,46
Celkový převod 2	4,75	9,60	4,50	4,35	9,64

Korunové kolesá všetkých variantov majú rovnaký počet zubov, čo bude zachované aj pri konštrukčnom návrhu, aby boli výrobné náklady čo najnižšie. Všetky prevodové pomery sú blízko navrhnutým prevodovým pomerom (Tab. 6), avšak ďalšou zmenou počtu zubov jednotlivých ozubených kolies sa budú meniť a môžu sa viac odlišovať.

Z Tab. 7 je zrejmé, že celkové prevody jednotlivých rýchlostných stupňov sú docielené redukciami v planétovej prevodovke a stálom prevode. Pre rôzne varianty je aj hodnota stáleho prevodového pomeru rozvodovky rozdielna. Nižšia redukcia v planétovom mechanizme a väčšia redukcia stáleho prevodu znamená vyššie výstupné otáčky (z planétového prevodu) a nižší točivý moment. Planétová prevodovka bude teda vystavená nižšiemu točivému momentu, čo dovoľuje konštruovať planétové mechanizmy menších rozmerov a zmenšiť modul ozubenia pri súčasnom zvýšení počtu zubov.

Radenie prevodových stupňov sa uskutočňuje zabrzdením jedného z členov mechanizmu na to určených (v Obr. 21 označených B1 a B2). Pri zabrzdení jedného člena sa druhý voľne otáča, a to podľa vnútorného prevodového pomeru mechanizmu. Menšie rozmery prevodovky znižujú jej hmotnosť a aj moment zotrvačnosti. To má výrazný vplyv na rýchlosť a presnosť radenia.

Pri výbere varianty pre konštrukčné riešenie planétovej prevodovky bola vzatá do úvahy aj jej jednoduchosť. Ťažko realizovateľné konštrukcie by znamenali obťažnejšiu výrobu, vyššiu cenu a pravdepodobne nižšiu spoľahlivosť.

Pre konštrukciu prevodovky bol po zvážení vyššie popísaných vlastností zvolený variant c). Je pomerne konštrukčne jednoduchý a má nízke prevodové pomery planétových mechanizmov. To by malo znamenať menšie sily v ozubení. Neskôr po stanovení silového pôsobenia v planétových mechanizmoch sa ukázalo, že tento predpoklad nebol pravdivý. Ako druhý bol zvolený variant a), ale ani tento variant konštrukcie nie je najvhodnejší. Zvolený bol preto variant b), ktorý sa javí ako najvhodnejšia voľba pre konštrukciu prevodovky. Prevodovka bude konštruovaná na základe variantu b). Bližší popis variantov c) resp. a) je popísaný v kapitolách 3.1.1 resp. 3.1.2.

3 KONŠTRUKČNÝ NÁVRH PREVODOVKY

V nasledujúcich kapitolách budem popisovať konštrukčné riešenie prevodovky zahŕňajúce konštrukciu ozubených súkolesí jednotlivých planétových mechanizmov, konštrukciu hriadeľov, výber ložísk a konštrukciu skrine prevodovky.

3.1 OZUBENÉ SÚKOLESIA

V tejto kapitole bude predstavený konštrukčný návrh ozubených kolies planétových mechanizmov. Konštrukčný návrh obsahuje voľby počtov zubov, určenie silového a momentového pôsobenia v oboch planétových mechanizmoch, ako aj analytické pevnostné výpočty únosnosti zubov v dotyku a ohybe.

3.1.1 PREVODOVKA VARIANTU C)

Zvolený počet zubov a rozmery jednotlivých súkolesí sú uvedené v Tab. 8 (záporné hodnoty značia vnútorné ozubenie). Pre vyššiu únosnosť bol zvolený počet satelitov 4 pre oba planétové mechanizmy. Ďalšie geometrické parametre ozubenia zhŕňa Tab. 9. Výpočet (rovnako ako aj ďalšie výpočty ozubených kolies) je stanovený na základe normy ČSN ISO 6336 a jej výkladu [47].

Tab. 8 Počty zubov a priemery rozstupových kružníc prevodovky variantu c)
(c – centrálné koleso, s – satelit, k – korunové koleso, u – unášač)

	c1	s1	k1	u1	c2	s2	k2	u2
Počet zubov z [-]	23	45	-113	-	47	33	-113	-
Priemer rozstupovej kružnice d [mm]	48,95	95,78	-240,50	144,73	100,03	70,24	-240,50	170,27

Tab. 9 Geometrické parametre prevodovky variantu c)

Parameter	1. planétové súkolesie	2. planétové súkolesie
Normálový modul ozubenia m_n [mm]	2	2
Normálový uhol záberu α_n [°]	20	20
Uhol profilu v čelnej rovine β_n [°]	20	20
Šírka ozubenia b [mm]	28	28
Počet satelitov [-]	4	4
Vnútorný prevodový pomer K [-]	4,91	2,40

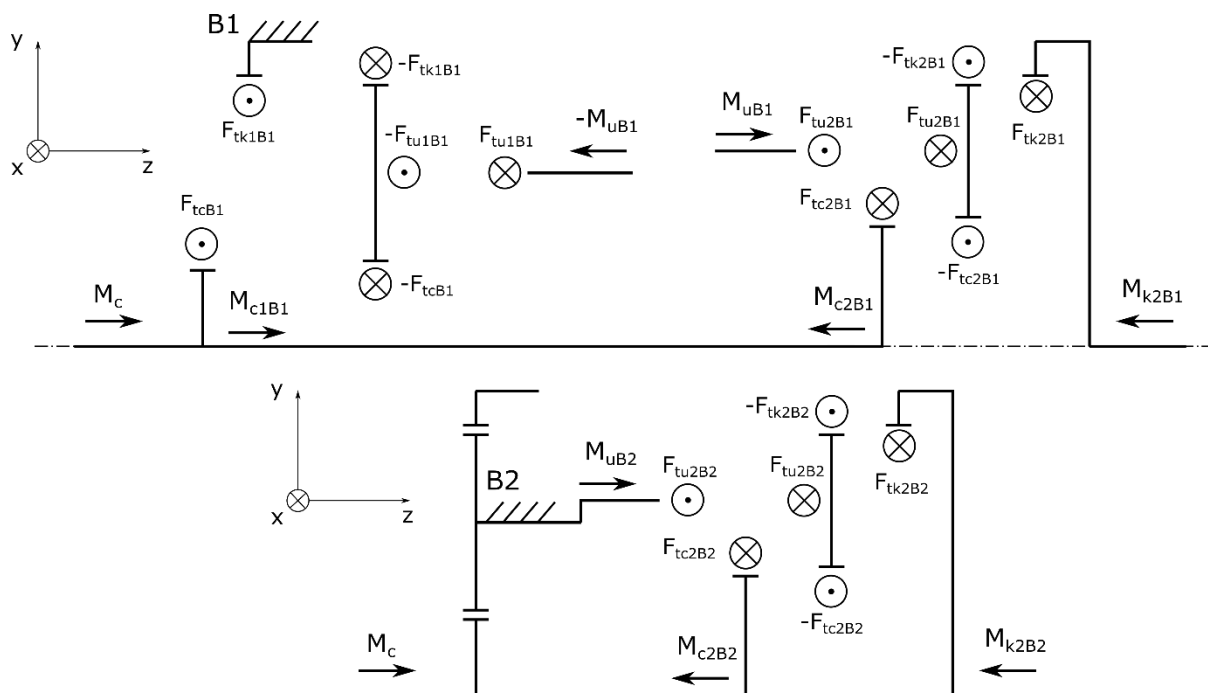
SILOVÉ A MOMENTOVÉ PÔSOBIENIE V PREVODOVKE VARIANTU C)

Výsledný prevodový pomer prvého (aktivovaná brzda B1), resp. druhého (aktivovaná brzda B2) stupňa sa vypočíta podľa rovnice nižšie, resp. nižšie:

$$i_{B1} = \frac{K_2 + K_1 \cdot K_2}{K_2 - K_1} = -5,667, \quad (12)$$

$$i_{B2} = -K_2 = -2,404, \quad (13)$$

kde K_1 je vnútorný prevodový pomer prvého planétového mechanizmu a K_2 je vnútorný prevodový pomer druhého planétového mechanizmu. Vychádzajúc z týchto prevodových pomerov bolo určené momentové a silové pôsobenie v prevodovke. Silové pôsobenie je určené vždy pre kontakt len jedného satelitu. Momentové je vždy výsledkom silového pôsobenia všetkých satelitov. Obr. 22 znázorňuje silové (len obvodové sily) a momentové pôsobenie v prevodovke pri zaradenom prvom (hore) a druhom (dole) prevodovom stupni. Hodnoty síl a točivých momentov pri maximálnom točivom momente elektromotora uvádza Tab. 10. Výpočet týchto a ďalších hodnôt pre prevodovku variantu c) je uvedený v prílohe A (strany P1 – P10).



Obr. 22 Silové a momentové pôsobenie v prevodovke variantu c) (hore: zaradený prvý prevodový stupeň – aktivovaná B1; dole: zaradený druhý prevodový stupeň – aktivovaná B2)

Pre prípad zaradeného prvého rýchlostného stupňa (aktivovaná brzda B1) je už z nákresu (Obr. 22) zrejmé, že točivé momenty silového pôsobenia na centrálnych kolesách M_{c2B1} a M_{c1B1} majú opačný zmysel. To potvrdzuje aj výpočet, ktorého výsledky sú zhrnuté v Tab. 10. Tým pádom sú obe centrálna kolesá namáhané reakčnými silami vznikajúcimi vnútri mechanizmov viac, než by spôsobil samotný vstupný točivý moment. Vyššie namáhanie zbytočne vyžaduje ozubené súkolesia väčších rozmerov, nehovoriac o zvýšenej sile pôsobiacej na unášač.

Jedna z výhod tohto variantu prevodovky je pri zaradenom druhom rýchlostnom stupni – točivý moment sa prenáša len pomocou jedného planétového mechanizmu, čo znamená vyššiu účinnosť prevodovky, hoci sa otáčajú aj členy prvého planétového mechanizmu, ktorý neprenáša točivý moment.

Tab. 10 Hodnoty obvodových síl a točivých momentov v prevodovke variantu c)

$M_c = 280 \text{ Nm}$	$M_{k2B1} = -1587 \text{ Nm}$	$M_{c2B1} = -660 \text{ Nm}$	$M_{c1B1} = 380 \text{ Nm}$
$M_{uB1} = 2247 \text{ Nm}$	$F_{tc1B1} = -3880,5 \text{ N}$	$F_{tk1B1} = -3880,5 \text{ N}$	$F_{tu1B1} = 7761 \text{ N}$
$F_{tu2B1} = -6597 \text{ N}$	$F_{tc2B1} = 3298,5 \text{ N}$	$F_{tk2B1} = 3298,5 \text{ N}$	
$M_{k2B2} = -673 \text{ Nm}$	$M_{c2B2} = -280 \text{ Nm}$	$M_{uB2} = 953 \text{ Nm}$	$F_{tk2B2} = 1400 \text{ N}$
$F_{tc2B2} = 1400 \text{ N}$	$F_{tu2B2} = -2979 \text{ N}$		

3.1.2 PREVODOVKA VARIANTU A)

Z dôvodu značnej nevýhody konštrukcie prevodovky variantu c) (reakčné sily vo vnútri prevodovky) bol vybraný variant a) miesto variantu c). V prevodovke variantu a) sa točivý moment prenáša vždy len jedným planétovým súkolesím, to znamená, že žiadne vnútorné reakčné silové pôsobenie nie je prítomné. Výhodou je tiež vyššia účinnosť prevodovky. Zvolené počty zubov a rozmery ozubených kolies sú uvedené v Tab. 11. Pre planétový mechanizmus prvého prevodového stupňa s väčším silovým a momentovým zaťažením bol zvolený počet satelitov 4, pre menej zaťažený planétový mechanizmus bol zvolený počet satelitov 3. Ďalšie geometrické parametre prevodovky variantu a) sú uvedené v Tab. 12. Výpočet je stanovený na základe normy ČSN ISO 6336 a jej výkladu [47].

Tab. 11 Počty zubov a priemery rozstupových kružníc prevodovky variantu a)
(c – centrálné koleso, s – satelit, k – korunové koleso, u – unášač)

	c1	s1	k1	u1	c2	s2	k2	u2
Počet zubov z [-]	23	39	-101	-	67	17	-101	-
Priemer rozstupovej kružnice d [mm]	48,95	83,00	-214,96	131,96	142,60	36,18	-214,96	178,78

Tab. 12 Geometrické parametre prevodovky variantu a)

Parameter	1. planétové súkolesie	2. planétové súkolesie
Normálový modul ozubenia m_n [mm]	2	2
Normálový uhol záberu α_n [°]	20	20
Uhol profilu v čelnej rovine β_n [°]	20	20
Šírka ozubenia b [mm]	25	25
Počet satelitov [-]	4	3
Vnútorný prevodový pomer K [-]	4,39	1,51

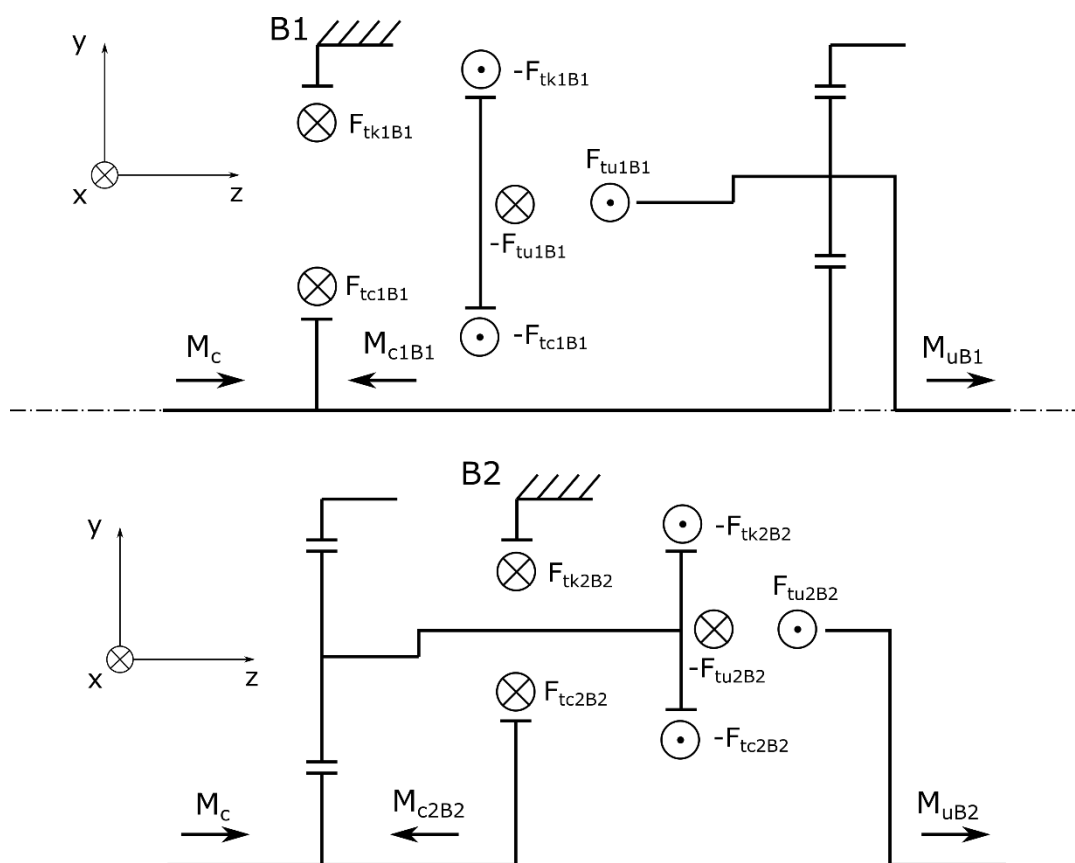
SILOVÉ A MOMENTOVÉ PÔSOBIENIE V PREVODOVKE VARIANTU A)

Výsledný prevodový pomer prvého (aktivovaná brzda B1), resp. druhého (aktivovaná brzda B2) stupňa sa vypočíta podľa rovnice vyššie, resp. vyššie:

$$i_{B1} = K_1 + 1 = 5,391, \quad (14)$$

$$i_{B2} = K_2 + 1 = 2,507. \quad (15)$$

Na základe tohto prevodového pomeru bolo určené silové a momentové pôsobenie v každom planétovom mechanizme. Silové pôsobenie platí pre kontakt jedného satelitu, momentové pôsobenie je výsledkom silového pôsobenia všetkých satelitov. Schematické znázornenie obvodových síl je na Obr. 23: hore je zaradený prvý rýchlostný stupeň, dole druhý. Číselné hodnoty síl a točivých momentov zhŕňa Tab. 13. Ich výpočet (spolu s ďalšími výpočtami) sú uvedené v prílohe A (str. P11 – P20).



Obr. 23 Silové a momentové pôsobenie v prevodovke variantu a) (hore: zaradený prvý prevodový stupeň – aktivovaná B1; dole: zaradený druhý prevodový stupeň – aktivovaná B2)

Tab. 13 Hodnoty obvodových síl a točivých momentov v prevodovke variantu a)

$M_c = 280 \text{ Nm}$	$M_{uB1} = 1510 \text{ Nm}$	$M_{c1B1} = -280 \text{ Nm}$	$M_{k1B1} = -1230 \text{ Nm}$
$F_{tc1B1} = 2860 \text{ N}$	$F_{tk1B1} = 2860 \text{ N}$	$F_{tu1B1} = -5720 \text{ N}$	
$M_{uB2} = 702 \text{ Nm}$	$M_{c2B2} = -280 \text{ Nm}$	$M_{k2B2} = -422 \text{ Nm}$	
$F_{tc2B2} = 1309 \text{ N}$	$F_{tk2B2} = 1309 \text{ N}$	$F_{tu2B2} = -2618 \text{ N}$	

Variant prevodovky a) využíva pre oba prevodové stupne rovnaké usporiadanie planétových mechanizmov, pričom je potrebné realizovať značne rozdielne prevodové pomery. To má za následok krajné hodnoty počtov zubov satelitov druhého (obmedzenie minimálnym počtom zubov pastorku – satelitu) a centrálneho kolesa (obmedzenie v zmysle kolízie štyroch satelitov medzi sebou) prvého planétového mechanizmu. V porovnaní s variantom prevodovky c) má variant a) menší priemer korunových kolies. Je teda možnosť celkové rozmery súkolesí zväčšiť a vzdialiť sa od limitujúcich rozmerov niektorých členov. Ďalší limit ale predstavuje malý priemer satelitov druhého planétového mechanizmu; do satelitov sa musia umiestniť ložiská s príslušnou únosnosťou. Pre satelit 2 vnútorný priemer venca podľa odporúčania¹ predstavuje hodnotu len 15 mm. Zväčšením celkových rozmerov (priemeru rozstupovej kružnice korunového kolesa) sa zväčší aj priemer satelitu, ale pre získanie potrebného priemeru venca satelitu by sa museli rozmery zväčšiť na veľkú mieru (pri zachovaní cielených prevodových pomerov). Preto bolo od variantu a) upustené a ďalej sa práca bude zaoberať konečným výberom a návrhom prevodovky variantu b).

3.1.3 PREVODOVKA VARIANTU B)

Prvý rýchlostný stupeň je v prevodovke variantu b) realizovaný druhým planétovým súkolesím zľava (schéma b) na Obr. 21) zabrzdzením brzdy B2, zatiaľ čo druhý prevodový stupeň sa radí brzdou B1 a na prenose točivého momentu sa podieľajú obe planétové mechanizmy. Počty zubov a priemery rozstupových kružníc uvádza Tab. 14. Druhý planétový mechanizmus, určený pre prvý rýchlostný stupeň, v ktorom pôsobia väčšie sily, disponuje štyrmi satelitmi, prvý planétový mechanizmus disponuje tromi satelitmi. Tab. 15 zhrňa základné geometrické parametre prevodovky variantu b).

Tab. 14 Počty zubov a priemery rozstupových kružníc prevodovky variantu b)
(c – centrálné koleso, s – satelit, k – korunové koleso, u – unášač)

	c1	s1	k1	u1	c2	s2	k2	u2
Počet zubov z [-]	53	22	-97	-	27	35	-97	-
Priemer rozstupovej kružnice d [mm]	112,80	46,82	-206,45	159,63	57,47	74,49	-206,45	131,96

Tab. 15 Geometrické parametre prevodovky variantu b)

Parameter	1. planétové súkolesie	2. planétové súkolesie
Normálový modul ozubenia m_n [mm]	2	2
Normálový uhol záberu α_n [°]	20	20
Uhol profilu v čelnej rovine β_n [°]	20	20
Šírka ozubenia b [mm]	20	25
Počet satelitov [-]	3	4
Vnútorný prevodový pomer K [-]	1,83	3,59

¹ Norma ISO odporúča hrúbku venca $s_R \geq 3,5m$; Konstruování strojních součástí [47] str. 827

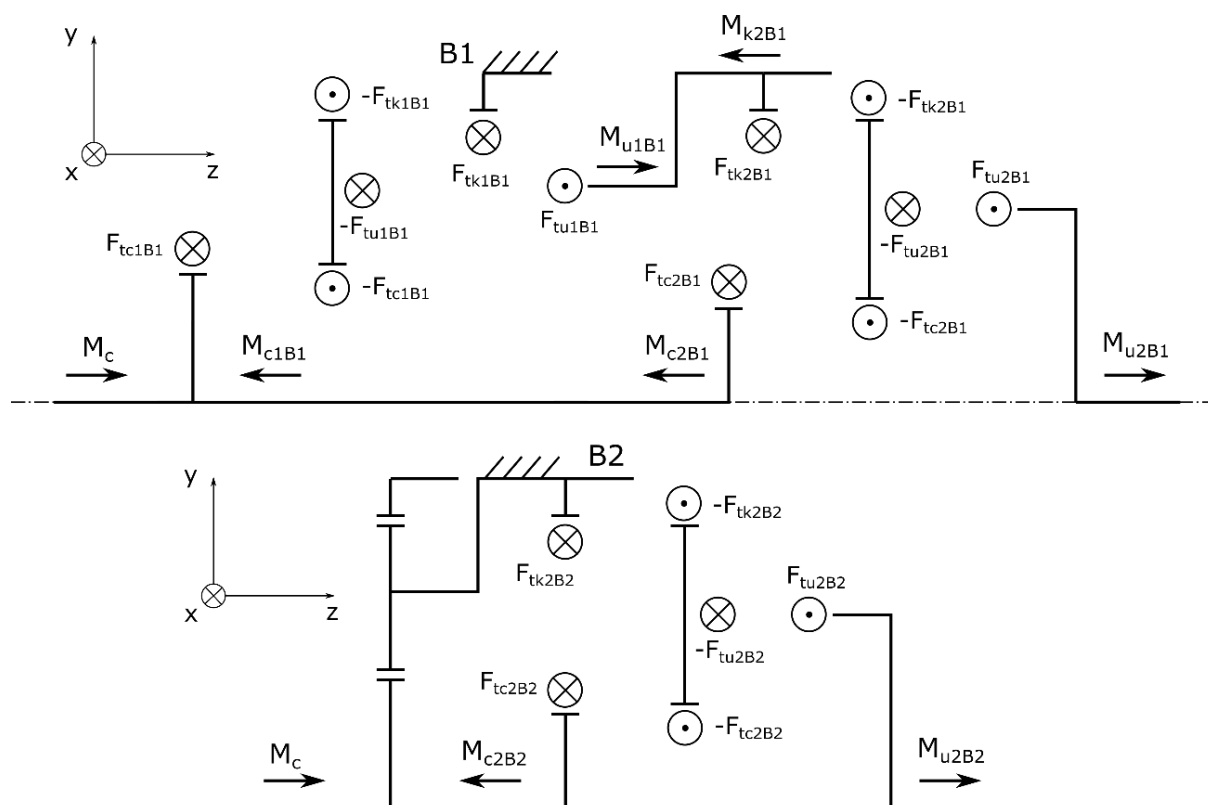
SILOVÉ A MOMENTOVÉ PÔSOBENIE V PREVODOVKE VARIANTU B)

Výsledný prevodový pomer prvého (aktivovaná brzda B1), resp. druhého (aktivovaná brzda B2) rýchlostného stupňa sa vypočíta podľa rovnice vyššie, resp. vyššie:

$$i_{B1} = \frac{(K_1 + 1) \cdot (K_2 + 1)}{K_1 + K_2 + 1} = 2,024, \quad (16)$$

$$i_{B2} = K_2 + 1 = 4,593. \quad (17)$$

Z týchto prevodových pomerov vychádza určenie silového (obvodové sily) a momentového pôsobenia v prevodovke, znázornené na Obr. 24 (hore je zaradený prvý rýchlostný stupeň, dole druhý). Silové pôsobenie zodpovedá vždy kontaktu len jedného satelitu, momentové pôsobenie vychádza z pôsobenia všetkých satelitov. Veľkosti niektorých síl a momentov uvádza Tab. 16.

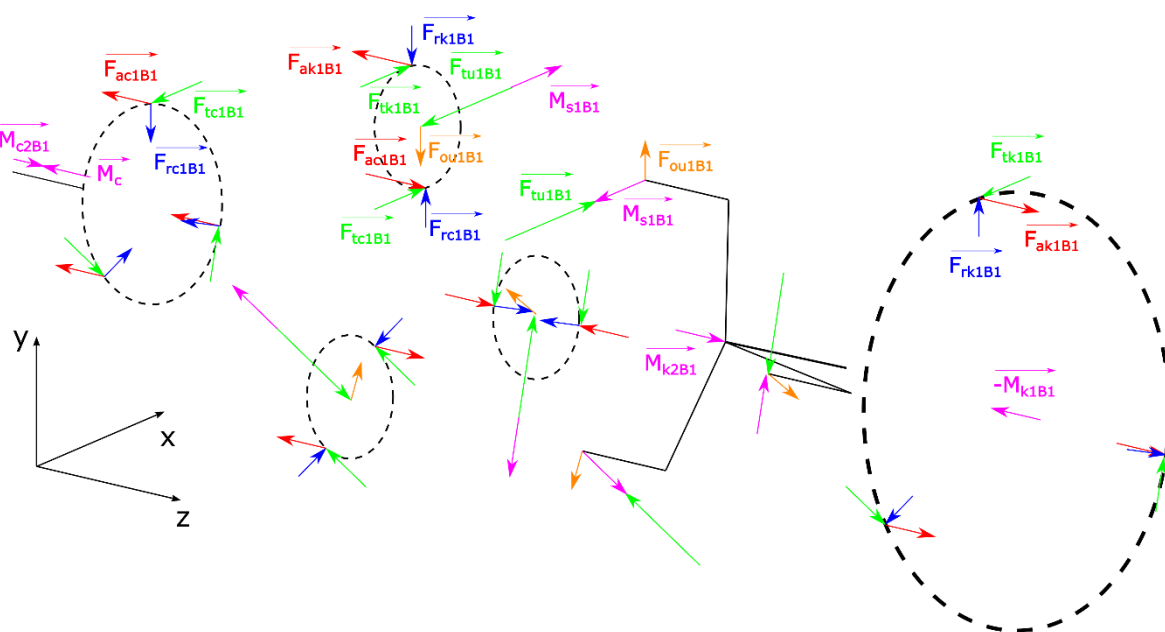


Obr. 24 Silové a momentové pôsobenie v prevodovke variantu b) (hore: zaradený prvý prevodový stupeň – aktivovaná B1; dole: zaradený druhý prevodový stupeň – aktivovaná B2)

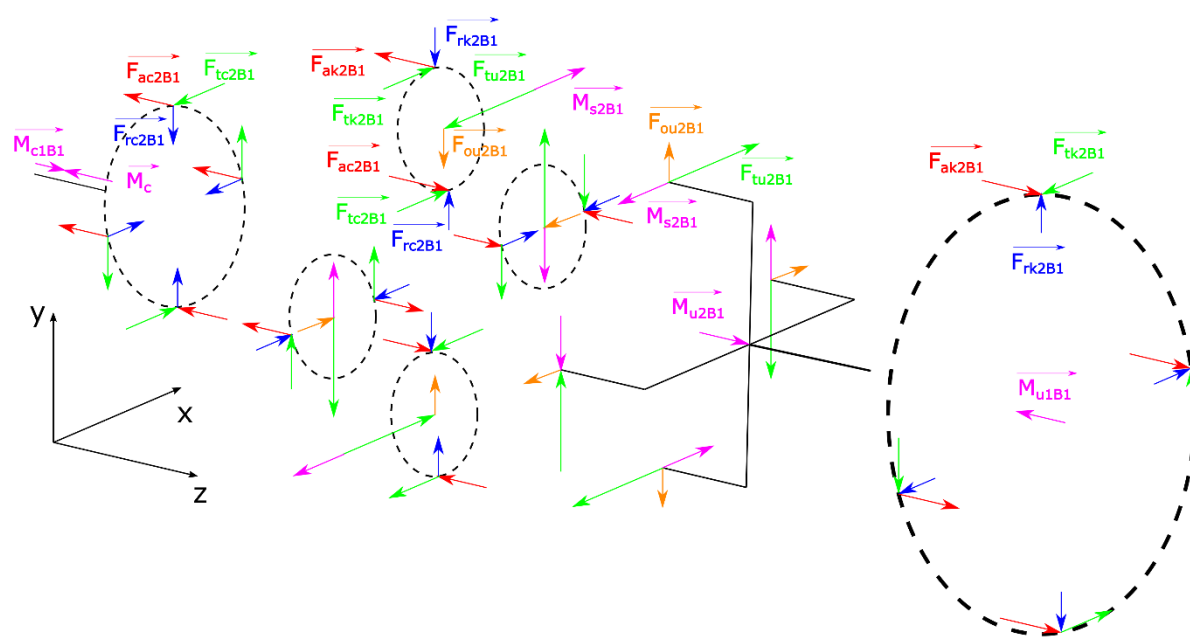
Tab 16. Hodnoty obvodových síl a točivých momentov v prevodovke variantu b)

$M_c = 280 \text{ Nm}$	$M_{u2B1} = -567 \text{ Nm}$	$M_{k2B1} = -443 \text{ Nm}$	$M_{c2B1} = -123 \text{ Nm}$
$M_{c1B1} = -157 \text{ Nm}$	$M_{u1B1} = 443 \text{ Nm}$	$M_{k1B1} = -287 \text{ Nm}$	$F_{tu2B1} = -2147 \text{ N}$
$F_{tk2B1} = 1073,5 \text{ N}$	$F_{tc2B1} = 1073,5 \text{ N}$	$F_{tu1B1} = -1851 \text{ N}$	$F_{tk1B1} = 925,5 \text{ N}$
$F_{tc1B1} = 925,5 \text{ N}$	$M_{u2B2} = 1286 \text{ Nm}$	$M_{k2B2} = -1006 \text{ Nm}$	$M_{c2B2} = -280 \text{ Nm}$
$F_{tu2B2} = -4872 \text{ N}$	$F_{tc2B2} = 2436 \text{ N}$	$F_{tk2B2} = 2436 \text{ N}$	

Pri zaradenom druhom rýchlostnom stupni (aktivovaná B1) sa na prenose točivého momentu podieľajú oba planétové mechanizmy. Z Tab. 16 a Obr. 24 je zrejmé, že vstupujúci točivý moment sa rozloží medzi prvé a druhé centrálne koleso, teda nevznikajú vnútorné reakčné sily medzi mechanizmami, ako to bolo pri variante c). Pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni (aktivovaná B2) sa točivý moment prenáša len cez druhý planétový mechanizmus. Z toho vyplýva jeho vyššie namáhanie (prvému rýchlostnému stupňu zodpovedá vyšší točivý moment), ale aj vyššia účinnosť prvého prevodového stupňa.

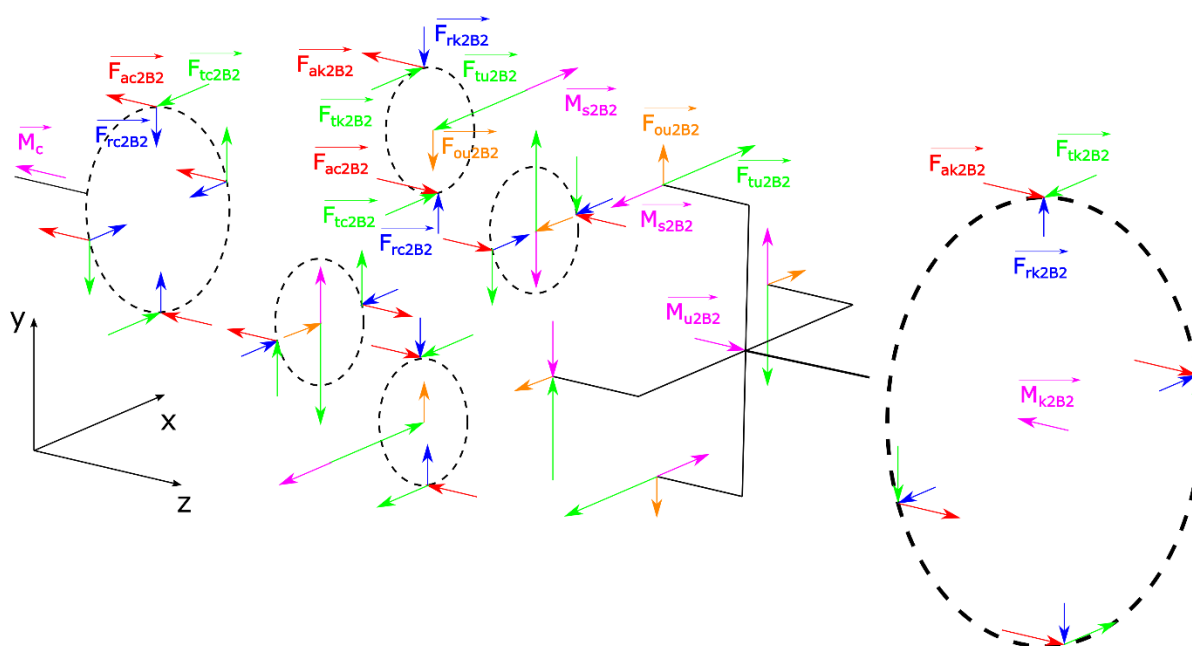


Obr. 25 Uvoľnený prvý planétový mechanizmus pri zaradenom druhom rýchlostnom stupni



Obr. 26 Uvoľnený druhý planétový mechanizmus pri zaradenom druhom rýchlostnom stupni

Silové pôsobenie medzi ozubenými kolesami podrobnejšie zachytávajú schémy (na schémach je vstupujúci točivý moment s opačným zmyslom oproti predchádzajúcim schémam) na Obr. 25, Obr. 26 (druhý rýchlostný stupeň) a Obr. 27 (prvý rýchlostný stupeň). Oproti zjednodušenej schéme na Obr. 24, znázorňujú aj radiálne a axiálne sily vznikajúce pri zábere ozubených kolies so šikmým ozubením. Pre prehľadnosť schém sú sily a krútiace momenty pôsobiace na satelity (a ich reakčné sily a krútiace momenty pôsobiace na ďalšie členy planétových mechanizmov) označené len na jednom satelite. Pre ostatné satelity platí analogicky rovnaké označenie a veľkosť síl, resp. krútiacich momentov. Vektorovo sú však znázornené všetky sily a krútiace momenty. Ich veľkosti a príslušné výpočty sú uvedené v prílohe B.



Obr. 27 Uvoľnený druhý planétový mechanizmus pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni

MATERIÁL OZUBENÝCH KOLIES

Ako materiál ozubených kolies bola zvolená cementačná oceľ EN 18 NiCr 5-4 1.5810 (ekvivalentné označenie ČSN 16 220) [48]. Tab. 17 uvádza mechanické a fyzikálne vlastnosti.

Tab. 17 Mechanické a fyzikálne vlastnosti ocele 18 NiCr 5-4 [47][49][50]

Vlastnosť	Hodnota
Medza pevnosti [MPa]	min. 740
Zmluvná medza klzu [MPa]	min .500
Medza únavy v dotyku [MPa]	1500
Medza únavy v ohybe [MPa]	461
Youngov modul pružnosti [GPa]	206
Poissonova konštanta [-]	0,3
Hustota [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	7800

PEVNOSTNÁ KONTROLA NAVRHNUTEHO OZUBENIA

Ozubenie navrhnutých ozubených kolies bolo skontrolované z pohľadu únosnosti bokov zubov v dotyku a únosnosti zubov v ohybe. Ozubené kolesá sú vystavené únavovému poškodzovaniu. Výpočet je stanovený analyticky na podľa normy ČSN ISO 6336, metóda B. Zaťaženie ozubených kolies vychádza z maximálneho točivého momentu elektromotorov. Súčinitele bezpečnosti pre druhý planétový mechanizmus sú určené len pre prípad zaradeného prvého rýchlostného stupňa (aktivovaná B2) – v tomto prípade sú namáhané viac než pri aktivovanej brzde B1 (Tab. 16). Výsledné súčinitele bezpečnosti v dotyku a ohybe sú uvedené v Tab. 18 (satelit má dva súčinitele bezpečnosti, pre každý kontakt zvlášť). Celý výpočet je uvedený v prílohe B. Výpočet zodpovedá spoľahlivosti 99% [47]. Súčinitele bezpečnosti vyhovujú, sú väčšie než odporúčané hodnoty pre dotyk (1,1-1,2) a ohyb (1,2-1,4) [47].

Tab. 18 Súčinitele bezpečnosti v dotyku a ohybe prevodovky variantu b) (1 značí prvé súkolesie a 2 druhé súkolesie; hodnoty sú zaokrúhľované dole na 2 desatinné miesta)

Súčiniteľ bezpečnosti:	Centrálne koleso	Satelit		Korunové koleso
		Centrál	Koruna	
v dotyku, 1. súkolesie	1,51	1,51	1,65	1,65
v ohybe, 1. súkolesie	4,01	2,66	2,67	4,06
v dotyku, 2. súkolesie	1,20	1,19	1,70	1,70
v ohybe, 2. súkolesie	2,51	1,75	1,99	2,92

3.2 RADIACI MECHANIZMUS

Radenie rýchlostných stupňov sa uskutočňuje zabrzdzením (relatívna rýchlosť člena voči skriní prevodovky je nulová) členov planétových mechanizmov označených B1 a B2. Brzdou B1 sa zabrzdí korunové koleso prvého mechanizmu a zaradí sa druhý prevodový stupeň. Aktivovaním B2 sa zastaví korunové koleso druhého planétového mechanizmu spojené s unášačom prvého mechanizmu, a tým sa zaradí prvý rýchlostný stupeň. Obe brzdy majú prevedenie mokrých pásových brzd. Brzdy boli výpočtom analyzované do takej miery, aby bolo možné určiť zaťažovanie ďalších komponentov prevodovky a potvrdiť realizovateľnosť brzd. Ich konštrukčný návrh je mimo rozsah tejto diplomovej práce.

Tab. 19 Parametre pásových brzd

Parameter / aktivovaná brzda	B1	B2
Priemer aktívnej valcovej plochy bubna brzdy [mm]	240	240
Uhol opásania [°]	300	600
Celková šírka pásu [mm]	25	36
Síla pôsobiaca na rám [N]	3227	9364
Ovládacia síla [N]	650	380
Brzdny moment [Nm]	309	1078

Bol zvolený trecí materiál, z čoho vyplýva súčiniteľ trenia a obmedzujúce hodnoty obvodovej rýchlosti, prípustného tlaku a teploty [51]. Následne bola určená potrebná ovládacia sila, uhol opásania a šírka brzdového pásu pre vytvorenie potrebného brzdneho momentu [47][52][53]. Východiskové a výsledné hodnoty sú uvedené v Tab. 19. Brzdne momenty, ktoré sú brzdy schopné vyvinúť, sú vyššie než maximálne točivé momenty korunových kolies, ktorých reakciu musia zachytiť. Malé rezervy brzdnych momentov sú dostačujúce, pretože maximálny brzdny moment musia zachytiť len v prípade už zaradeného rýchlostného stupňa. Pri preradení na iný rýchlostný stupeň by bol výkon (spolu s točivým momentom) elektromotorov obmedzený, a tak je brzdny moment postačujúci aj na pokrytie momentu potrebného na zmenu rýchlosti otáčania súčastí prevodovky a elektromotorov vplyvom ich momentu zotrvačnosti. Celý výpočet sa nachádza v prílohe D (str. P1 – P2).

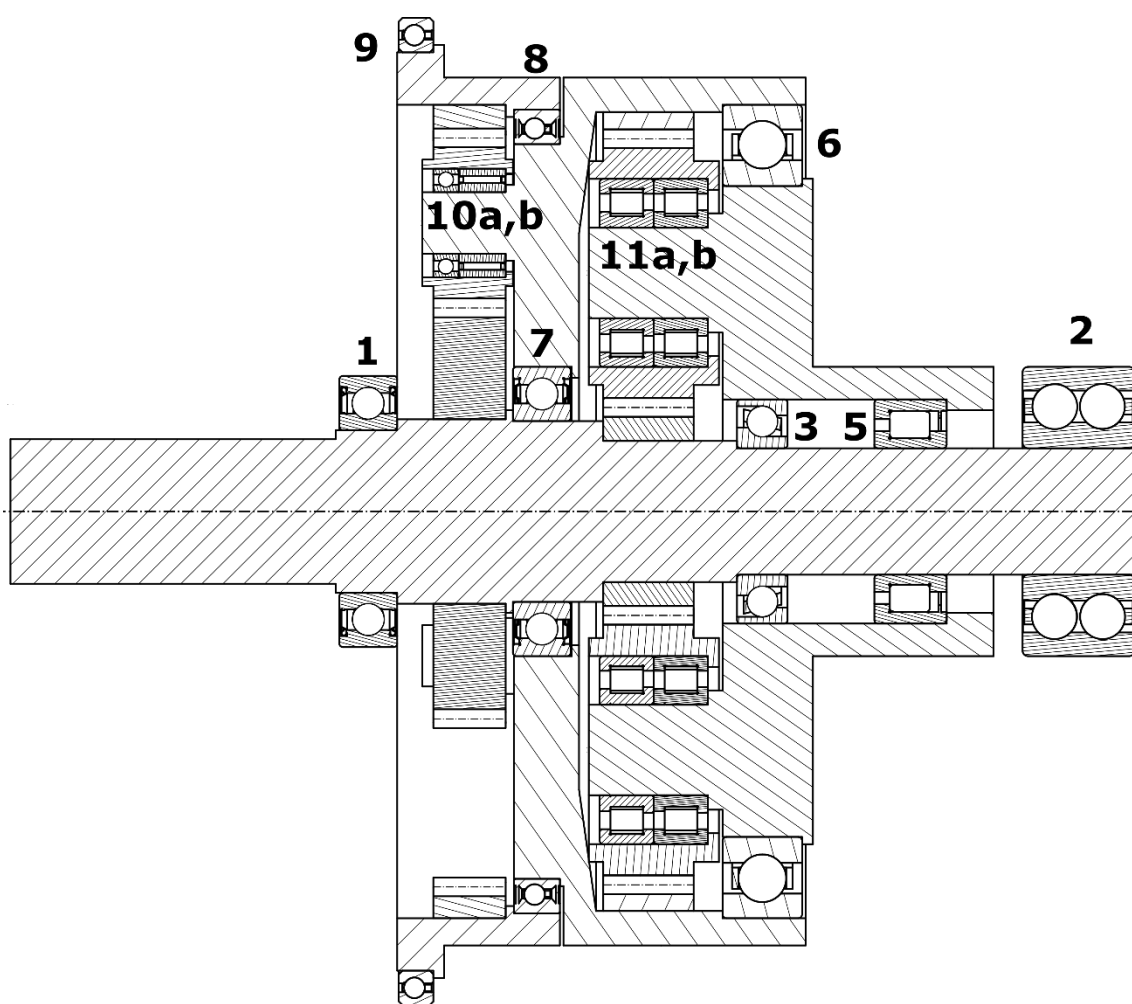
3.3 HRIADELE, UNÁŠAČE A LOŽISKÁ

Predbežné usporiadanie ozubených kolies, ložísk a satelitov je schematicky znázornené na Obr. 28. Pri určovaní zaťaženia vychádzajúceho zo záberu ozubení je treba vziať do úvahy fakt, že otáčky ako aj krútiaci moment môžu mať oba zmysly. Otáčky pre jazdu vpred sú vyššie, otáčky pre jazdu vzad sú nižšie. Točivý moment pri jazde vpred pre urýchľovanie vozidla môže nadobúdať maximálne hodnoty. Pri jazde vpred (nezmenený zmysel otáčania) a rekuperačnom brzdení však bude mať točivý moment opačný zmysel [54]. Pri jazde vzad by bol točivý moment nižší než maximálny možný.

3.3.1 URČENIE ZAŤAŽENIA LOŽÍSK, HRIADELOV A UNÁŠAČOV

Na rozdiel od ozubených kolies, pri výpočte trvanlivosti ložísk je vhodné a prínosné zohľadniť premenlivé zaťažovanie. Odhadnuté zaťažovacie bloky sú uvedené v Tab. 19. Bloky by mali reprezentovať jazdný cyklus po celú životnosť elektromobilu. Bloky 1 a 2 reprezentujú maximálny točivý moment elektromotorov, ktorý je požadovaný pre dosiahnutie maximálnej trakčnej sily. Maximálny točivý moment elektromotorov je možné dosiahnuť iba počas niekoľkých minút pri chladných motoroch, resp. počas niekoľkých sekúnd pri zahriatych motoroch [42]. Bloky 3 a 4 predpokladajú maximálny točivý moment, ktorý sú schopné elektromotory vyvinúť dlhodobo, teda reprezentujú zrýchľovanie elektromobilu, poprípade prekonávanie odporu stúpania. Takisto sa môže jednať o intenzívne rekuperačné brzdenie. Bloky 5 a 6 charakterizujú jazdu konštantnou rýchlosťou s miernym zrýchľovaním alebo rekuperačným brzdením.

Väčšina súčastí prevodovky je namáhaná ako axiálne, tak aj radiálne. Niektoré sily spôsobené záberom ozubení sa vplyvom symetrie unášačov a rozmiestnenia satelitov vyrušia (ich pôsobenie sa neprenáša na ďalšie komponenty), napríklad radiálne sily a tangenciálne sily. Axiálne sily však vždy pôsobia rovnakým smerom, takže sa sčítajú. Záber ozubení stáleho prevodu však nie je symetrický, a preto spôsobuje veľkú axiálnu, radiálnu aj tangenciálnu silu.



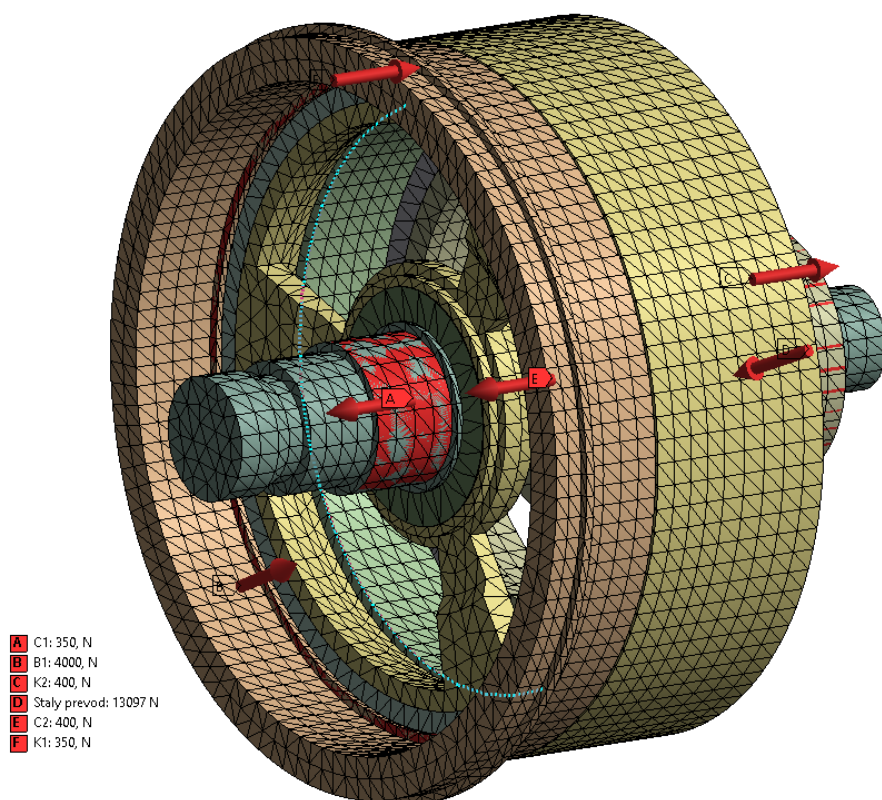
Obr. 28 Schéma koncepčného rozmiestnenia ložísk a ďalších komponentov prevodovky

Tab. 19 Odhad zaťažovacieho spektra prevodovky [42]

Zaťažovací blok	Vstupné otáčky / pomerné vstupné otáčky	Točivý moment el. mot. / pomerný toč. moment	Pomerný čas [-]
1	6000 min ⁻¹ / 1,00	230 Nm / 0,82	0,01
2	3000 min ⁻¹ / 0,50	280 Nm / 1,00	0,01
3	6000 min ⁻¹ / 1,00	130 Nm / 0,46	0,09
4	3000 min ⁻¹ / 0,50	160 Nm / 0,57	0,09
5	4000 min ⁻¹ / 0,67	90 Nm / 0,32	0,35
6	2500 min ⁻¹ / 0,42	80 Nm / 0,29	0,45

Silové zaťažovanie jednotlivých ložísk nemôže byť stanovené analyticky na úrovni statiky, nakoľko sa jedná o staticky preurčenú úlohu (oba unášače). Z tohto dôvodu bol zjednodušený model zostavy importovaný do programu Ansys Workbench, v ktorom je možné riešiť úlohy s deformovateľnými telesami. Kontakty medzi telesami boli použité Manual Contact Region, typ Frictionless – bez trenia, aby pôsobenie medzi telesami bolo len prostredníctvom

normálového napätia a aby šmykové napätie nebolo prítomné. Zaťaženie vyplýva zo silového pôsobenia v ozubení oboch planétových mechanizmov (axiálne sily) a pastorku stáleho prevodu (radiálne aj axiálne sily) a silového pôsobenia vplyvom aktivovanej brzdy. Okrajové podmienky zodpovedajú uloženiu: ložiská číslo 1, 2 a 9, ktoré sú uložené v skrini prevodovky, boli simulované rovnako. Radiálny posuv bol na valcových plochách zamedzený okrajovými podmienkami Cylindrical support (s nastavením atribútov tak, aby zamedzovali iba radiálny posuv a axiálne a tangenciálne bola väzba voľná). Axiálny posuv bol zamedzený väzbou Compression only support, ktorá predstavovala axiálne vedenie ložiskami. Výstupom simulácie sú silové reakcie v jednotlivých ložiskách, na základe ktorých je analytickým výpočtom určovaná ich trvanlivosť. Jednotlivé prevodové stupne boli analyzované zvlášť, s predpokladom maximálneho vstupného točivého momentu.



Obr. 29 Sieťovaná zostava v programe Workbench vrátane zobrazenia zaťaženia vstupujúceho do výpočtu – zaradený druhý rýchlostný stupeň

3.3.2 VOĽBA A VÝPOČET TRVANLIVOSTÍ LOŽÍSK

Pre uloženie axiálne a radiálne namáhaných dielov sa často využívajú guľkové ložiská, ktoré sú schopné preniesť malé axiálne zaťaženie. Axiálne je namáhaný takmer každý diel prevodovky, preto boli vybrané zväčša guľkové ložiská. Pri výbere ložiska bude v zátvorke uvedené príslušné ložisko podľa Obr. 28. Pre uloženie hriadeľa do skrine prevodovky boli vybrané guľkové ložiská FAG 6009-2Z (ložisko 1) a dvojradové FAG 4307-BB-TVH (ložisko 2). Uloženie druhého unášača spolu s pastorkom stáleho prevodu zabezpečujú dvojradové guľkové ložisko s kosouhlým stykom FAG 3007 (ložisko 3) a valčekové ložisko INA SL183007-A-XL (ložisko 5). Sú umiestnené tak, aby valčekové ložisko zachytávalo čo najväčšiu časť radiálnej sily. Prvý unášač, ktorý je spojený s druhým korunovým kolesom, je uložený na druhom unášači pomocou guľkového ložiska FAG 61836 (ložisko 6) a na hriadeľi

pomocou ložiska FAG 6010-H-2Z (ložisko 7). Na prvom unášači (spojenom s druhým korunovým kolesom) je pomocou ložiska INA CSXU080-2RS-HLE (ložisko 8) umiestnené prvé korunové koleso. To je tiež uložené do skrine prevodovky prostredníctvom ložiska INA CSCC100-HLE (ložisko 9). Cez satelity sa na unášače prenášajú najmä tangenciálne sily a vplyvom rotácie unášačov aj odstredivé sily. Taktiež sa musí na unášači zachytiť moment, ktorý vznikol dvojicou axiálnych síl pôsobiacich na satelity od záberu ozubení. Teoreticky nulové axiálne sily dovoľujú použiť ložiská s čiarovým stykom, ktoré majú oproti ložiskám s bodovým stykom vyššiu radiálnu únosnosť. Pre uloženie satelitov na prvý unášač bolo použité guľkové ložisko FAG 61903-HLC (ložisko 10a) spolu s ihličkovým ložiskom INA NAO17X30X13-XL (ložisko 10b). Uloženie satelitov na druhom unášači je realizované prostredníctvom dvojice valčekových ložísk FAG NUP205-E-XL-TVP2 (ložiská 11a,b). Vstupné údaje o ložiskách pochádzajú z webovej stránky spoločnosti Schaeffler [56].

Modifikovaná trvanlivosť ložísk je určovaná s 99 % pravdepodobnosťou bezporuchovej prevádzky [47]. Minimálna požadovaná trvanlivosť ložísk je určená pre priemernú rýchlosť $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, teda rýchlosť prevládajúcej mestskej prevádzky a pre životnosť odpovedajúcu prejdenej vzdialenosti 500 000 km:

$$L_{min} = \frac{s}{v_{priem}} = 1,43 \cdot 10^4 \text{ h}, \quad (18)$$

kde L_{min} je minimálna požadovaná trvanlivosť, s je vzdialenosť a v_{priem} je priemerná rýchlosť. Všetky ložiská majú vyššiu trvanlivosť než je minimálna požadovaná trvanlivosť; trvanlivosť väčšiny ložísk je rádovo vyššia. Ložisko 1 má len o niečo vyššiu trvanlivosť než je minimálne požadovaná, avšak do výpočtu nie je zahrnutá skutočnosť, že časť axiálneho zaťaženia sa prenáša aj cez ložiská uloženia rotora elektromotora. To zníži axiálne namáhanie prvého ložiska a zvýši jeho trvanlivosť. Výpočet trvanlivostí všetkých ložísk je uvedený v prílohe C [47][56]. Je nutné podotknúť, že sa predpokladá využívanie elektromobilu hlavne v mestskej prevádzke. Pokiaľ by sa zvýšil podiel prevádzky mimo mesta, zvýšila by sa aj priemerná rýchlosť a úmerne by vzrástla prejdená vzdialenosť (s , rov. (18)) zodpovedajúca trvanlivosti jednotlivých ložísk. Trvanlivosť ložísk je teda overovaná s rezervou.

3.3.3 KONŠTRUKCIA HRIADEĽA

Hriadeľ prevodovky slúži na prenos točivého momentu z elektromotorov na druhé alebo obe centrálné kolesá planétových mechanizmov (podľa toho, ktorý rýchlostný stupeň je zaradený) a takisto slúži aj ako uloženie ďalších rotujúcich súčastí prevodovky. Hriadeľ samotný je uložený v skrini prevodovky pomocou dvoch ložísk. Priemery hriadeľa v jeho jednotlivých miestach sú determinované najmä vybranými ložiskami, takže je obmedzené jeho odľahčovanie zmenšovaním priemeru. Hriadeľ je pomocou dvoch ložísk uložený v skrini prevodovky. Materiál hriadeľa je konštrukčná uhlíková oceľ C55 a jej vlastnosti sú uvedené v Tab. 20. Hriadeľ je vyrobený z tyčového polotovaru sústružením a brúsením.

Prenos točivého momentu zabezpečuje rovnoboké drážkovanie. Drážkovanie bolo overené analytickým výpočtom (príloha D, str. P3 – P5) [47]. Vo všetkých prípadoch navrhnutého drážkovania je hodnota tlaku na bokoch drážok nižšia než maximálny dovolený tlak, takže drážkovanie vyhovuje. Prípady pre zaradený prvý a druhý stupeň boli kontrolované jednotlivo pri zaťažovaní maximálnym točivým momentom. V miestach ložísk 1 a 2 sú aplikované

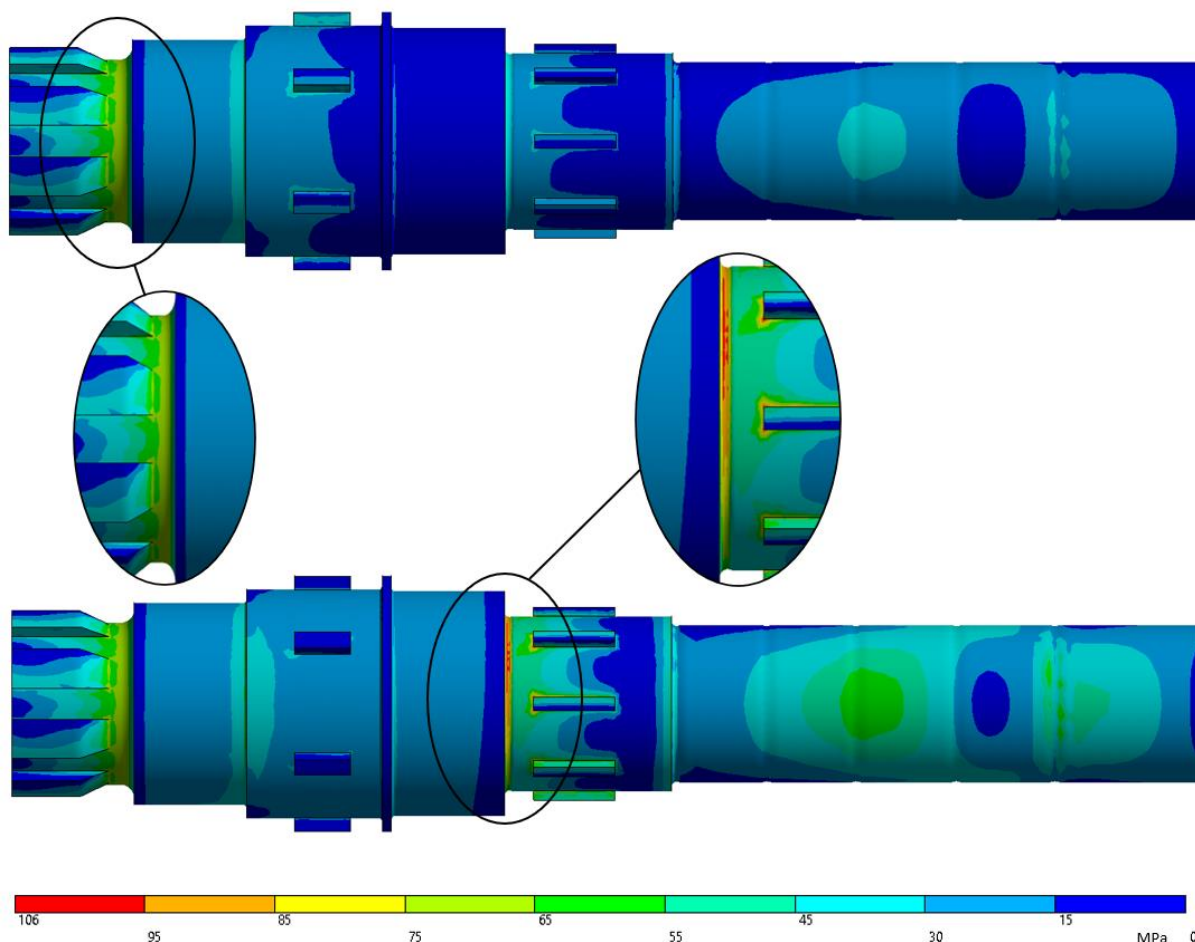
väzby Cylindrical Support (len radiálny smer je fixovaný), ktoré odoberajú 4 stupne voľnosti. Väzba Compression only support odoberá zostávajúci stupeň voľnosti posuvu v axiálnom smere (rotácia v axiálnom smere zostáva).

Tab. 20 Mechanické vlastnosti oceli C55 [47][57]

Materiálová vlastnosť	Hodnota
Pevnosť v ťahu [MPa]	$\geq 700 - 800$
Medza klzu [MPa]	$\geq 420 - 550$
Medza únavy [MPa]	352 – 403

Hriadeľ je zaťažovaný cyklicky: ohybom za rotácie hriadeľa a zároveň nepravidelným cyklom (zmena veľkosti, prípadne zmena zmyslu točivého momentu). Pri hodnotení únavového zaťažovania boli vzaté do úvahy oba typy cyklov, pričom ako smerodatný bol volený kritickejší cyklus. Charakteristika cyklov a určenie ich počtu je komplexná problematika závislá od spôsobu používania automobilu a výkonu elektromotora (pri akcelerácii či decelerácii) a mnoho ďalších faktoroch. Preto boli všetky cyklicky namáhané súčasti (hriadeľ a unášače) vyhodnocované z pohľadu trvalej únavovej pevnosti. Redukované napätie von Mises kombinovaného zaťažovania hriadeľa bolo určené numerickou simuláciou. Tomuto napätiu bolo pridelené znamienko maximálneho hlavného napätia. Z numerických simulácií bolo následne vyčíslené maximálne a minimálne napätie cyklu. Tie boli použité v analytických výpočtoch súčiniteľa bezpečnosti trvalej únavovej pevnosti. Súčiniteľ bezpečnosti bol posudzovaný podľa Gerberovho a Langerovho kritéria porušenia. Súčinitele bezpečnosti hriadeľa sú 2,13 (zaradený 2. rýchlostný stupeň) a 5,34 (zaradený 1. rýchlostný stupeň). Súčiniteľ spoľahlivosti zodpovedá pravdepodobnosti bezporuchovej prevádzky 0,99. Analytický výpočet trvalej únavovej pevnosti je uvedený v prílohe D, str. P15 a P16.

Predpokladané kritické miesta hriadeľa sú v koncentrátoroch napätia a boli aj potvrdené. Detaily v obrázkoch z numerickej simulácie zobrazujú kritické miesta. V prípade zaradeného prvého rýchlostného stupňa (Obr. 30 dole) je kritické miesto pri osadení druhého centrálného kolesa v zápichu (točivý moment je prenášaný z vstupného drážkovania len na druhé centrálné koleso), väčšie únavové namáhanie je v kritickom mieste pri aktivovanej B1. V prípade zaradeného druhého rýchlostného stupňa (Obr. 30 hore) je moment prenášaný na obe centrálné kolesá a kritické miesto je v zápichu pri vstupnom drážkovaní. V tomto prípade ide len o namáhanie na krut, čo bolo zohľadnené vo výpočte trvalej únavovej pevnosti.



Obr. 30 Redukované napätie von Mises zaťaženého hriadeľa v prípade zaradeného prvého rýchlostného stupňa (dole) a druhého rýchlostného stupňa (hore)

3.3.4 KONŠTRUKČNÝ NÁVRH UNÁŠAČOV

Oba unášače sú vyrobené z rovnakej ocele (C55) ako hriadeľ a ďalšie súčasti sú vyrobené objemovým tvárnením a následným obrábaním. Zaťažovanie unášačov priamo závisí od zaradeného rýchlostného stupňa, preto je analýza vždy rozdelená do dvoch častí. Okrajové podmienky oboch unášačov sú podobné: v mieste ložísk sú prítomné okrajové podmienky Cylindrical support a Compression only support podrobnejšie popísané vyššie.

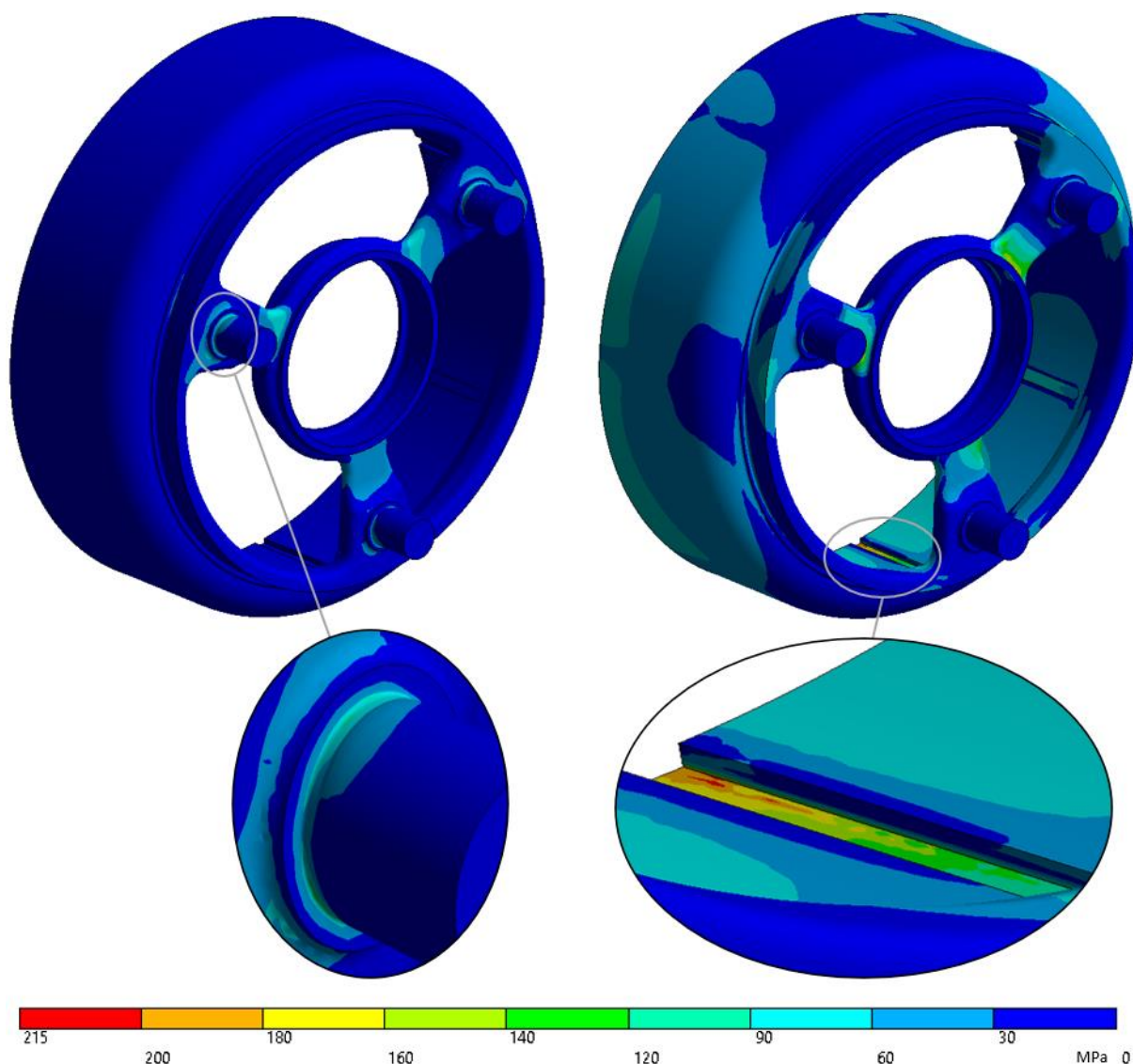
UNÁŠAČ PRVÉHO PLANÉTOVÉHO SÚKOLESIA

Unášač prvého planétového mechanizmu je spojený s korunovým kolesom druhého planétového mechanizmu a bubnom pásovej brzdy B2. Táto súčasť bude ďalej nazývaná len ako prvý unášač.

V prípade zaradeného druhého rýchlostného stupňa prenáša točivý moment zo satelitov cez druhé korunové koleso a satelity druhého mechanizmu na druhý unášač (resp. pastorok stáleho prevodu). Z toho vyplýva aj zaťažovanie: osy uloženia satelitov sú od točivého momentu a odstredivej sily spôsobenej rotáciou unášača namáhané na ohyb. Kritické miesto

je v prechode čapu do unášača – zápich zmenšuje jeho priemer a pôsobí ako koncentrátor napätia. Súčiniteľ bezpečnosti je podľa Gerberovho a Langerovho kritéria približne 2,01. Redukované napätie von Mises je zobrazené na Obr. 31 vľavo.

Pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni sa točivý moment prvým planétovým súkolesím neprenáša. Je aktivovaná brzda B2, druhé korunové koleso je zastavené. Na to je potrebné vyvinúť značný brzdný moment. Pásová brzda vyvíjajúca tento brzdný moment vytvára pomerne veľkú silu na rám, ktorej reakcia pôsobí na druhé korunové koleso. Výsledkom tohto zaťažovania je kritické miesto v drážkach na prenos točivého momentu na vnútornej valcovej ploche bubna brzdy B2, ktoré bolo vyhodnotené z pohľadu cyklického namáhania. Výsledný súčiniteľ bezpečnosti trvalej únavovej pevnosti je 1,33 (Goodmanovo a Langerovo kritérium porušenia). V skutočnosti by však deformácia bubna (a aj napätie) bola menšia, pretože na vnútornej strane valcovej plochy bubna je vložené korunové koleso, ktoré by sa podieľalo na spevnení bubna. Obr. 31 vpravo zobrazuje redukované napätie von Mises kritického miesta.



Obr. 31 Redukované napätie von Mises zaťaženého prvého unášača v prípade zaradeného prvého rýchlostného stupňa (vpravo) a druhého zaradeného rýchlostného stupňa (vľavo)

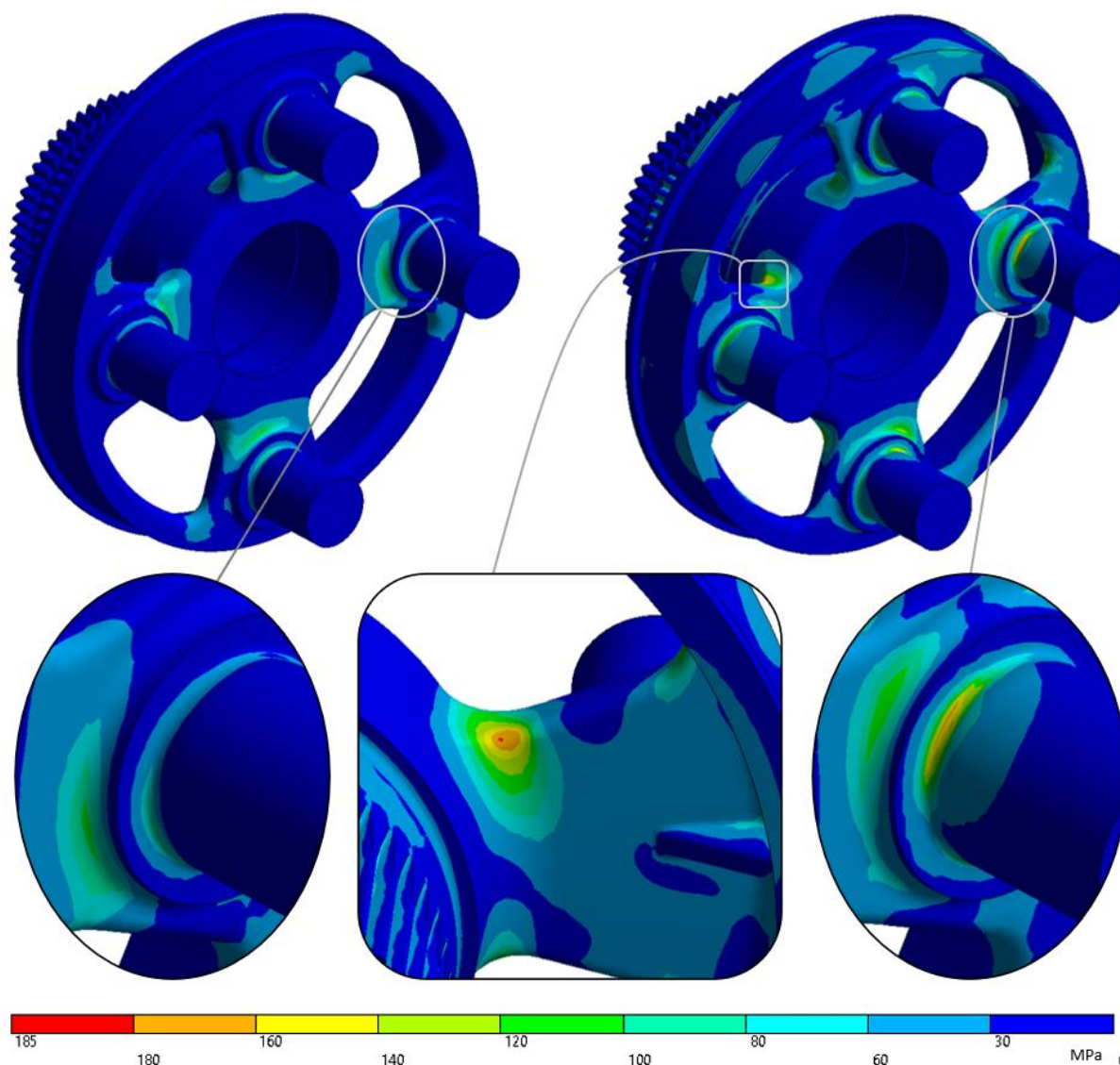
Oproti prvotnej verzii sa zmenou geometrie podarilo znížiť hmotnosť unášača prvého planétového súkolesia z 4,93 na 4,24 kg pri stále akceptovateľnom súčiniteli bezpečnosti. Celkový súčiniteľ bezpečnosti trvalej únavovej pevnosti prvého unášača je 1,33. V prevádzke sa však nepredpokladá dosiahnutie počtu cyklov trvalej únavovej pevnosti, teda súčiniteľ bezpečnosti v sebe zahŕňa istú rezervu. Výpočet je uvedený v prílohe D, str. P17 a P18.

UNÁŠAČ DRUHÉHO PLANÉTOVÉHO SÚKOLESIA

Druhý unášač prenáša točivý moment zo satelitov na pastorok stáleho prevodu umiestnený na evolventnom drážkovaní (kontrola analytickým výpočtom, príloha D, str. P5) [47][58]. Záberom pastorka a kolesa stáleho prevodu vznikajú veľké axiálne aj radiálne sily, ktoré však nemajú veľký vplyv na namáhanie unášača. Pri návrhu bola snaha umiestniť pastorok stáleho prevodu čo najbližšie uloženiu unášača prostredníctvom dvojice ložísk na hriadeľ. Ozubenie stáleho prevodu bolo navrhnuté koncepčne a bol spravený orientačný pevnostný výpočet, na základe ktorého boli určené základné parametre ozubení: normálový modul, uhol profilu v čelnej rovine, počty zubov a šírka ozubení. Počty zubov sú 29 a 63; hodnota prevodového pomeru stáleho prevodu tak je 2,172. Výpočet je uvedený v prílohe D, str. P6 – P14. Prípady prvého a druhého rýchlostného stupňa majú rovnaký charakter zaťažovania, líšia sa iba kvantitatívne.

Maximálne redukované napätie je dosiahnuté v oblasti prechodu ramena unášača (Obr. 32 v strede dolu), toto miesto bolo overené analytickým výpočtom z pohľadu trvalej únavovej pevnosti, ale nejde o najkritickejšie miesto. Napriek najvyššej hodnote redukovaného napätia v tomto mieste, amplitúda napätia a stredné napätie cyklu, podľa ktorých sa únavové zaťažovanie hodnotí, nevedú k najnebezpečnejšiemu miestu. Kritické miesto z pohľadu cyklického namáhania predstavuje prechod čapov satelitov do ramien unášača. Prenášaný točivý moment spôsobuje tangenciálnou silu vytvárajúcu ohybové napätie, ktoré je v tomto mieste maximálne. Zápich navyše predstavuje koncentrátor napätia. Vyššie napätie je v prípade zaradeného prvého rýchlostného stupňa, keď je vďaka vyššiemu prevodovému číslu prenášaný vyšší krútiaci moment. Okrem toho na čapy pôsobí aj moment (kolmý na os unášača) od satelitov spôsobený záberom ozubení na oboch stranách; axiálne sily s opačným smerom predstavujú silovú dvojicu vytvárajúcu tento moment. Satelity na čapy pôsobia odstredivou silou závislou od uhlovej rýchlosti druhého unášača.

Ako už bolo spomenuté, vyššiemu celkovému zaťaženiu je unášač vystavený v prípade prvého prevodového stupňa. Súčiniteľ bezpečnosti trvalej únavovej pevnosti je podľa Goodmanovho a Langerovho kritéria 1,74. Pri zaradenom druhom prevodovom stupni je táto hodnota 4,22, ale podľa kombinácie Gerberovho a Langerovho kritéria. Hmotnosť unášača sa z 4,06 kg prvej verzie znížila na finálnych 3,53 kg. Výpočet trvalej únavovej pevnosti je uvedený v prílohe D, str. P19 a P20.



Obr. 32 Redukované napätie von Mises zaťaženého druhého unášača v prípade zaradeného prvého rýchlostného stupňa (vpravo) a druhého zaradeného rýchlostného stupňa (vľavo)

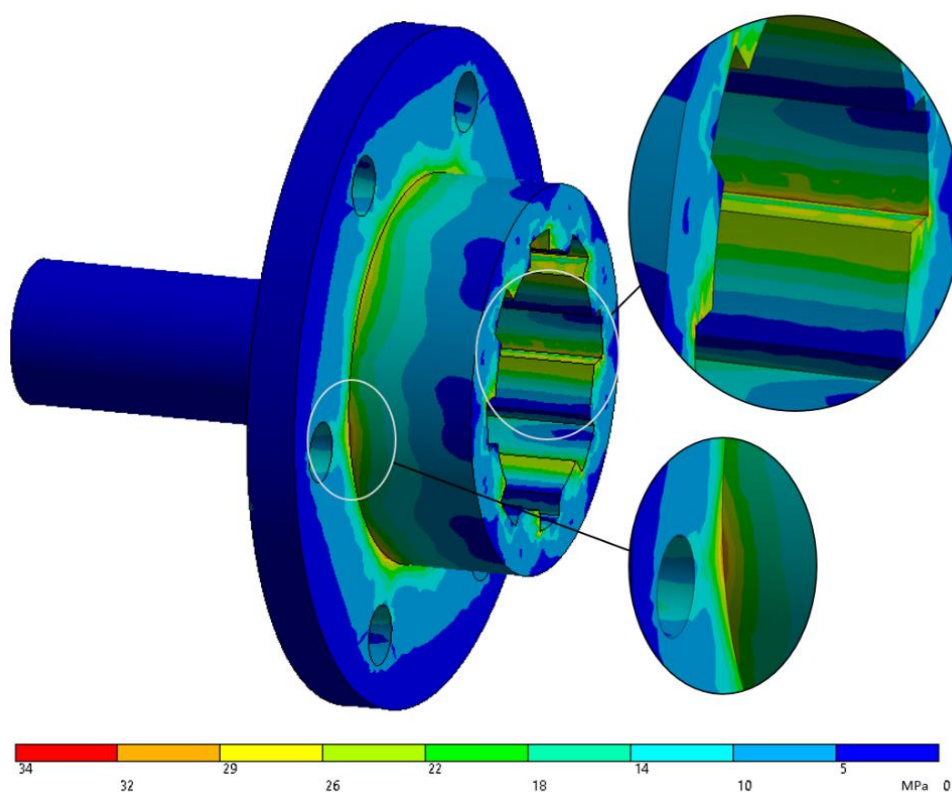
3.3.5 KORUNOVÉ KOLESO PRVÉHO PLANÉTOVÉHO SÚKOLESIA

Korunovým kolesom sa myslí súčasť, na ktorej vnútornej valcovej ploche je uložené ozubené korunové koleso prvého planétového mechanizmu a vonkajšia valcová plocha tvorí bubon prvej pásovej brzdy. Je uložená na dvoch guľkových ložiskách, jedným v skriňi prevodovky a druhým na prvom unášači. Prenáša časť axiálneho zaťaženia spôsobenú záberom ozubení stálym prevodom na skriňu prevodovky. Pri aktivácii brzdy B1 (zaradený druhý rýchlostný stupeň) zachytáva axiálnu silu záberom ozubení korunového kolesa a satelitov, ako aj silu od pásovej brzdy. Takisto na povrch bubna prevodovky pôsobí tlak od pásu brzdy. Takéto zaťažovanie však spôsobuje len minimálne redukované napätie (maximálne 15 MPa), ako ukázala numerická simulácia v programe Workbench. Preto súčasť na únavové namáhanie nebola vyhodnocovaná a predpokladá sa veľká životnosť.

3.3.6 SPOJOVACÍ HRIADEL'

Ide o krátky hriadeľ, ktorý spája hriadeľ prevodovky a prvý elektromotor (bližšie k prevodovke). Tento spojovací hriadeľ prenáša točivý moment z elektromotora pomocou príruby stredenej na hriadeľ prevodovky prostredníctvom rovnobokého drážkovania. Príruba je k rotoru elektromotora pripevnená pomocou šiestich skrutiek DIN 912 M8x25. Prenos momentu medzi prvým a druhým elektromotorom zabezpečuje spojenie dodávané výrobcom elektromotorov („Emrax Twin“) [44].

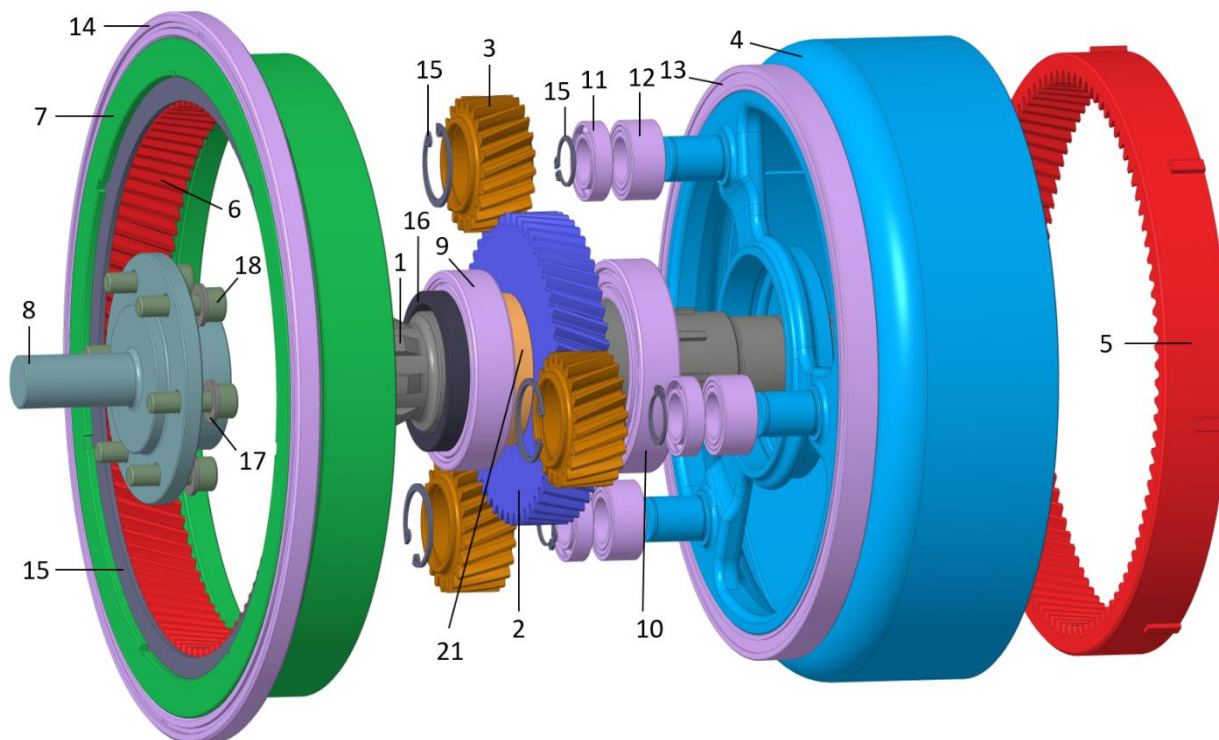
Spojovací hriadeľ bol podrobený numerickej simulácii v programe Workbench. Aplikované väzby (Cylindrical Support s fixovanou len radiálnou zložkou posuvu) odoberajú 4 stupne voľnosti. Axiálnemu posuvu zamedzuje väzba Compression only support. Rotácia v smere osi zostáva voľná, ale na súčasť pôsobí v tomto smere vstupujúci a vystupujúci točivý moment s rovnakou veľkosťou a opačným smerom. Výsledok v podobe redukovaného napätia von Mises je zobrazený na Obr. 33. Najviac namáhané je drážkovanie. Redukované napätie dosahuje nízke hodnoty, rovnako ako aj amplitúda a stredná hodnota napätia. Je predpokladaný vysoký súčiniteľ bezpečnosti trvalej únavovej pevnosti, preto táto súčasť nebola kontrolovaná analytickým únavovým výpočtom a je predpokladaná vysoká životnosť.



Obr. 33 Redukované napätie von Mises spojovacieho hriadeľa zaťaženého maximálnym točivým momentom

4 DYNAMIKA VOZIDLA

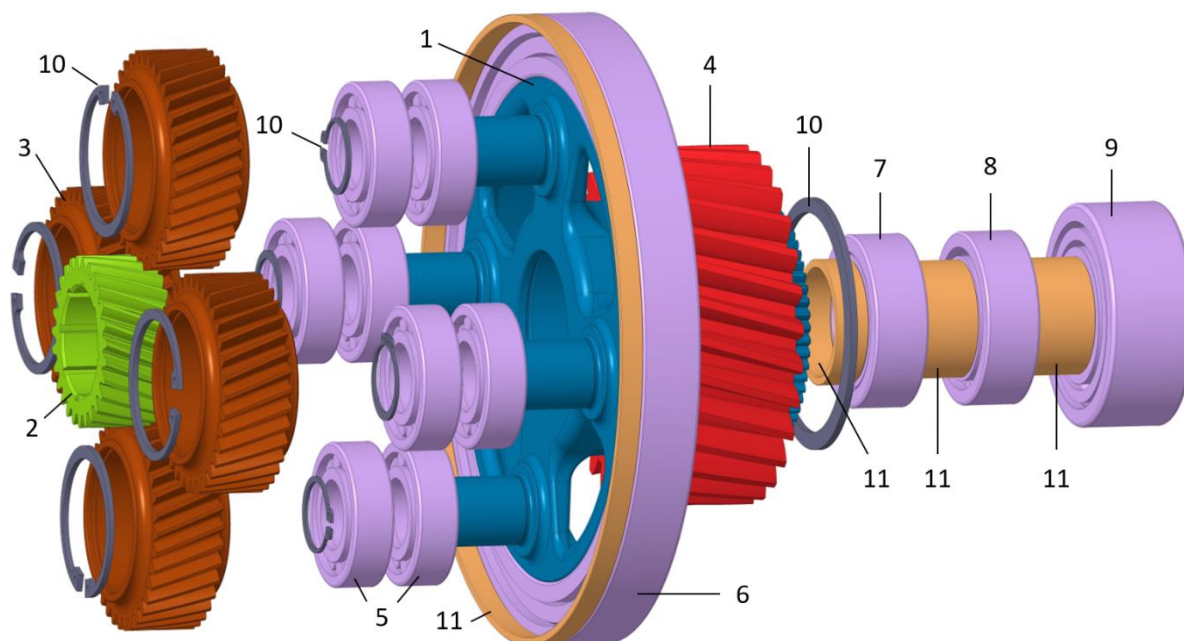
Rozložená navrhnutá prevodovka je zobrazená na Obr. 34 a Obr. 35. Nezahŕňa skriňu prevodovky a pásové brzdy. Odstupňovanie prevodov a vplyv na hnaciu silu bude rozoberané v nasledujúcich kapitolách.



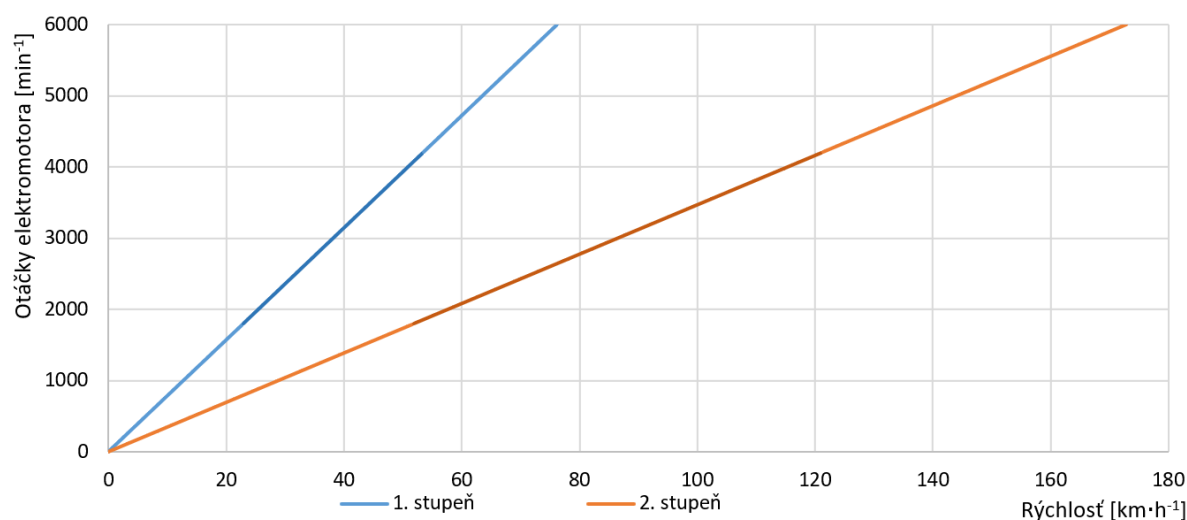
Obr. 34 Rozložená prvá časť prevodovky (1-hriadel', 2-centrálne koleso 1, 3-satelit 1, 4-unášač 1, 5-korunové koleso 2, 6-korunové koleso 1, 7-koruna 1, 8-spojka hriadeľa a elektromotora, 9-ložisko 1, 10-ložisko 7, 11-ložisko 10 a, 12-ložisko 10 b, 13-ložisko 8, 14-ložisko 9, 15-axiálny poistný krúžok, 16-hriadel'ové tesnenie, 17-podložka, 18-skrutka na pripevnenie spojky 8 k elektromotoru)

4.1 PÍLOVÝ DIAGRAM

Radenie rýchlostných stupňov by prebiehalo automaticky. Riadiaci algoritmus by musel zvažovať viacero kritérií, pričom cieľom by bola najvyššia možná účinnosť využitia elektrickej energie, prípadne jazdná dynamika. Podmienky na preradenie by teda v praxi boli rôzne; rozličné hodnoty zaťaženia a otáčok elektromotora, pri ktorých by bolo uskutočnené preradenie. Je to výsledkom odlišnej charakteristiky elektromotora oproti spaľovaciemu motoru a príčiny využitia viacerých prevodových pomerov v hnacom trakte elektromobilu. Preto na pílovom diagrame (Obr. 36) nie je naznačené preradenie. Elektromotor je schopný dodávať vysoký točivý moment v celom spektre otáčok, takže na rozbeh a jazdu elektromobilu môže byť teoreticky použitý ktorýkoľvek z rýchlostných stupňov (samozrejme, že v reálnom poňatí by sa na rozbeh využil prvý rýchlostný stupeň). Maximálne teoretické rýchlosti vozidla v prípade prevodových stupňov 1 resp. 2 sú 76 resp. 172 km·h⁻¹ (pri otáčkach elektromotora 6000 min⁻¹).



Obr. 35 Rozložená druhá časť prevodovky (1-unášač 2, 2-centrálne koleso 2, 3-satelit 2, 4-pastorok stáleho prevodu, 5-ložiská 11 a,b, 6-ložisko 6, 7-ložisko 3, 8-ložisko 5, 9-ložisko 2, 10-axiálny poistný krúžok, 11-krúžok na vymedzenie axiálnej vôle)



Obr. 36 Pílový diagram navrhutej prevodovky s 2 rýchlostnými stupňami

4.2 DIAGRAM HNACEJ SILY

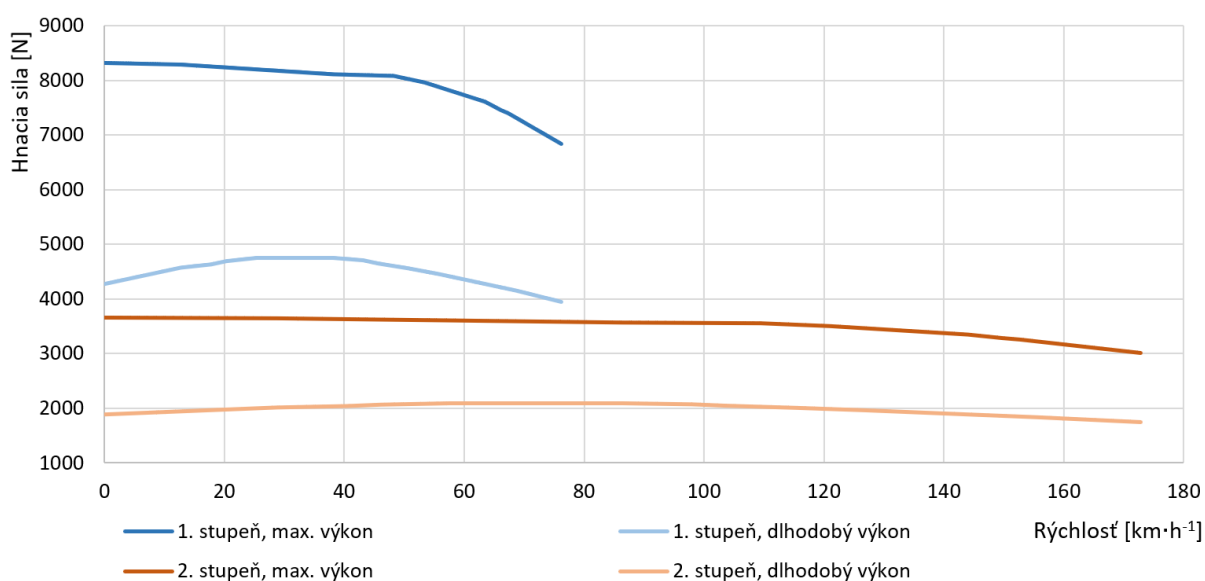
Maximálna dostupná hnacia sila je závislá od zaradeného rýchlostného stupňa a od toho, či je v daný moment elektromotor schopný poskytnúť maximálny krátkodobý točivý moment, alebo len dlhodobý, nižší točivý moment. V diagrame na Obr. 37 sú preto pre každý rýchlostný stupeň uvedené 2 krivky. Je zrejmé, že pri zaradenom druhom rýchlostnom stupni a pri maximálnom točivom momente elektromotora je dostupná nižšia hnacia sila než pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni a dlhodobom točivom momente elektromotora. Zaradeným prvým stupňom je možné dosiahnuť vyššie zrýchlenie vozidla, avšak len do

obmedzenej rýchlosti vozidla (obmedzenie maximálnymi otáčkami elektromotora). V diagrame je tiež možné pozorovať značný rozdiel maximálnej a dlhodobej hnacej sily; dlhodobá hnacia sila je približne polovičná oproti maximálnej, krátkodobej.

Hnacia sila bola určená nasledujúcim výpočtom:

$$F_1 = \frac{M_{max} \cdot i_{B2} \cdot i_s}{r_d} = 8313 \text{ N}, \quad (19)$$

kde F_1 je hnacia sila pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni a nulovej rýchlosti vozidla, M_{max} je maximálny točivý moment elektromotorov, i_s je hodnota stáleho prevodového pomeru. Podobne bola počítaná hnacia sila pre druhý rýchlostný stupeň.



Obr. 37 Diagram hnacej sily navrhnutého pohonného ústrojenstva

Hnacia sila môže (ak to riadiaca jednotka dovoľuje) nadobúdať hodnoty podľa diagramu aj v opačnom smere, keď elektromotory pracujú v generátorickom režime (kladný smer rýchlosti otáčania a záporný smer točivého momentu). V tom prípade je reč samozrejme o sile brzdnjej, nie hnacej.

ZÁVER

Cieľom práce bolo navrhnúť prevodovku pre elektromobil s možnosťou zmeny prevodového pomeru. Navrhnutá prevodovka má slúžiť ako náhrada za súčasné prevodové ústrojenstvo automobilu VW ID.3. Na základe rozsiahlej rešerše bola spomedzi možných koncepčných riešení vybratá koncepcia spojenia viacerých planétových mechanizmov. Planétový mechanizmus má kinematicky dva stupne voľnosti, a tak ponúka veľa možností jeho využitia. Spojením dvoch planétových súkolesí (obe zdieľajú centrálnu kolesá na hriadelí so vstupom točivého momentu) boli dosiahnuté dva prevodové pomery s vhodným odstupňovaním. Dva spojené mechanizmy umožňujú až tri prevodové pomery, no pri dodržaní určených parametrov nebolo možné ani rôznymi usporiadaniami mechanizmov dosiahnuť tri použiteľné prevodové pomery, a tak prevodové pomery prevodovky sú dva. Maximálna rýchlosť vozidla ID.3 zostala zachovaná, rovnako ako pohon zadnej nápravy.

Konštrukčný návrh planétových súkolesí zahŕňa určenie počtu zubov a ďalších charakteristík jednotlivých ozubených kolies so šikmým ozubením a pevnostnú kontrolu ozubenia. Nasledoval návrh hriadeľa, unášačov a ďalších súčastí. Únavová pevnosť súčastí bola overená analytickými výpočtami. Nominálne napätia, ako vstupy pre analytické výpočty a pre určenie cyklov únavového namáhania, boli určené numerickou simuláciou. Súčasti boli upravované, aby sa znížila ich hmotnosť (a s ňou aj moment zotrvačnosti) pri zachovaní trvalej únavovej pevnosti. Pre radenie rýchlostných stupňov boli použité pásové brzdy, pretože sú konštrukčne jednoduchšie než trecie spojky. Aby bolo možné na radenie použiť brzdy, bola zvolená vhodná koncepcia spojenia planétových súkolesí. Pre mokré pásové brzdy bol vybraný trecí materiál a na základe neho boli navrhnuté brzdy tak, aby dokázali vyvinúť dostatočný brzdný moment potrebný na zaradenie rýchlostného stupňa. Bubon brzd tvorí vonkajšia valcová plocha korunových kolies. Rotujúce súčasti sú uložené na valivých ložiskách. Tie boli vyberané tak, aby ich modifikovaná trvanlivosť prevyšovala trvanlivosť zodpovedajúcu prejdenej vzdialenosti 500 000 km.

Prevodovka s jedným prevodovým pomerom je jednoduchá, čo znamená nižšiu cenu, spoľahlivosť a bezúdržbovosť. Navrhnutá prevodovka s dvomi rýchlostnými stupňami má iné výhody: vďaka nej je možné dosiahnuť vyššiu hnaciu silu a elektromotor je možné využívať častejšie v jeho najefektívnejšej oblasti otáčok a zaťaženia. Nemusí sa robiť kompromis medzi hnacou silou (veľký prevodový pomer) a maximálnou rýchlosťou (nižší prevodový pomer), pričom elektromotor už nemusí dosahovať také vysoké otáčky, aby pokryl celé spektrum rýchlosti elektromobilu. Nevýhodou je však nutnosť preradzovať, čo znižuje jazdný komfort a krátkodobu prerušuje prenos točivého momentu z elektromotora na kolesá. Zvýšená je aj hmotnosť prevodovky spolu s vyšším momentom zotrvačnosti rotujúcich častí. Prevodovka vyžaduje aktuátory na preradzovanie. Napriek tomu môže prevyšovať výhoda oproti jednostupňovej prevodovke: zvýšenie celkovej účinnosti pohonného traktu elektromobilu. Prevodovka tvorí s elektromotormi jeden kompaktný celok umiestniteľný za zadnú alebo pred prednú nápravu.

Automobilový priemysel je veľmi špecifický a s ním aj vývoj celého automobilu. Pri navrhovaní prevodovky pre sériovo vyrábaný elektromobil by bol určite zvolený značne odlišný postup návrhu a celý návrh by bol rozdelený medzi niekoľko tímov. Vo svojom návrhu som sa musel obmedzovať napr. výberom ložísk z aktuálnej ponuky, pričom nie vždy boli dostupné ložiská vhodné pre moju aplikáciu; pre sériovú výrobu by bolo navrhnuté a vyrábané nové ložisko špecifické pre danú potrebu. Podobne by to bolo aj s celkovým návrhom, pri ktorom by sa uplatnilo know-how danej spoločnosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] LEITMAN, Seth a Bob BRANT. *Build Your Own Electric Vehicle*. 3. McGraw Hill Professional, 2013. ISBN 978-0-07-177057-6.
- [2] How do electric cars and hybrids work? *Explain that Stuff* [online]. [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://www.explainthatstuff.com/electriccars.html#hist>
- [3] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [4] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3334-5.
- [5] KOUTNÍK, Jan. *Design magnetického vlaku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2012, 88 stran : ilustrace (některé barevné). Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Zvonek.
- [6] KOBRLE, Pavel a Jiří PAVELKA. *Elektrické pohony a jejich řízení*. 3. přepracované vydání. V Praze: České vysoké učení technické, 2016. ISBN 978-80-01-06007-0.
- [7] Citroën Saxo Electrique-1997 - Lane Motor Museum. *Lane Motor Museum* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.lanemotormuseum.org/collection/cars/item/citroen-saxo-electrique-1997>
- [8] VRÁNA, Václav, Stanislav KOCMAN a Václav KOLÁŘ. Stejnosměrné stroje. In: *Fakulta elektrotechniky a informatiky - VŠB-TUO* [online]. Február 2006 [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: http://feil.vsb.cz/kat420/vyuka/hgf/elektrotechnika/sylab_stejnosmerne_stroje_bc.pdf
- [9] RIPPEL, Wally. Induction Versus DC Brushless Motors. *Electric Cars, Solar Panels & Clean Energy Storage / Tesla* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.tesla.com/blog/induction-versus-dc-brushless-motors>
- [10] The Longest-Range Electric Vehicle Now Goes Even Farther. *Electric Cars, Solar Panels & Clean Energy Storage / Tesla* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: <https://www.tesla.com/blog/longest-range-electric-vehicle-now-goes-even-farther>
- [11] BELICA, Andrej. *Speciální asynchronní motory malého výkonu*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce Vítězslav Hájek.
- [12] Bosch Provides Details on the SMG Electric Motor That Powers the Fiat 500e. *InsideEVs / Electric Vehicle News, Reviews, and Reports* [online]. [cit. 2020-02-18]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/318990/bosch-provides-details-on-the-smg-electric-motor-that-powers-the-fiat-500e/>

- [13] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel : alternativní pohony : komfortní systémy : řízení dynamiky : informační systémy*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- [14] Secondary (Rechargeable) Batteries – Battery University. *Basic to Advanced Battery Information from Battery University* [online]. [cit. 2020-03-23]. Dostupné z: https://batteryuniversity.com/learn/article/secondary_batteries
- [15] Volkswagen Shows Off 1-Speed Gearbox For MEB-Based EVs. *InsideEVs / Electric Vehicle News, Reviews, and Reports* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/400900/vw-1-speed-gearbox-meb/>
- [16] Chevy Bolt 200 Mile EV Battery Cooling and Gearbox Details. *InsideEVs / Electric Vehicle News, Reviews, and Reports* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: <https://insideevs.com/news/327307/chevy-bolt-200-mile-ev-battery-cooling-and-gearbox-details/>
- [17] Electric Torque Vectoring for Electric Vehicles. *ResearchGate / Find and share research* [online]. [cit. 2020-05-14]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/266154058_Electric_Torque_Vectoring_for_Electric_Vehicles
- [18] Ford and Schaeffler demonstrate Fiesta-based e-WheelDrive car. *Green Car Congress* [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2013/04/ewheel-20130426.html>
- [19] Schaeffler E-Wheel-Drive | Press media. In: *Schaeffler Germany* [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/news_media/media_library/index.jsp?tab=mediathek-pic&uid=37438722&subfilter=app:dc;language-vid:167;language-pub:167;mediatyp-pub:all;referencetyp-pub:0
- [20] The drive system of the Mercedes-Benz SLS AMG E-CELL: Advanced technology made visible. *Daimler Global Media Site* [online]. [cit. 2020-05-15]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/The-drive-system-of-the-Mercedes-Benz-SLS-AMG-E-CELL-Advanced-technology-made-visible.xhtml?oid=9917787>
- [21] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [22] BANG, Y. a M. YOON. 3-Speed Transmission Using Dual Motors and One-Way Clutches. BANG, Young-Bong a Minkeun YOON. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* [online]. 2016, February 2016, **21**(1), 412-418 [cit. 2020-09-23]. Dostupné z: doi:<https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.1109/TMECH.2015.2468582>
- [23] RUAN, Jiageng, Paul D. WALKER, Nong ZHANG a Jinglai WU. Development of continuously variable transmission and multi-speed dual-clutch transmission for pure electric vehicle. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2018, 8 Februar 2018, **10**(2) [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1177/1687814018758223>

- [24] ZHAO, Xinxin a Jing TANG. Modeling and Optimal Shift Control of a Planetary Two-Speed Transmission. *World Electr. Veh. J.* [online]. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, China, 2019, 2019, **10**(3) [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3390/wevj10030053>
- [25] RUAN, Jiageng, Paul D. WALKER, Nong ZHANG a Bangji ZHANG. Development of continuously variable transmission and multi-speed dual-clutch transmission for pure electric vehicle. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. 2018, 8 Februar 2018, **10**(2) [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1177/1687814018758223>
- [26] Kim, S.J., Song, C., Kim, K.S. *et al.* Analysis of the shifting behavior of a novel clutchless geared smart transmission. *Int.J Automot. Technol* [online]. 2014, **15**, 125–134 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s12239-014-0014-x>
- [27] TSENG, Chyuan-Yow a Chih-Hsien YU. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle. *Mechanism and Machine Theory* [online]. Department of Vehicle Engineering, National Pingtung University of Science and Technology, Pingtung, Taiwan, 2015, **2015**(84), 37-56 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.10.007>
- [28] Qin, DT., Yao, MY., Chen, SJ. *et al.* Shifting process control for two-speed automated mechanical transmission of pure electric vehicles. *Int. J. Precis. Eng. Manuf* [online]. 2016, **17**, 623–629 [cit. 2021-01-24]. <https://doi.org/10.1007/s12541-016-0075-z>
- [29] MO, Wenwei, Jinglai WU, Paul D. WALKER a Nong ZHANG. Shift characteristics of a bilateral Harpoon-shift synchronizer for electric vehicles equipped with clutchless AMTs. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2020, **2021**(148), 107166 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107166>
- [30] WU, Hanfei, Paul WALKER, Jinglai WU, Jiejunyi LIANG, Jiageng RUAN a Nong ZHANG. Energy management and shifting stability control for a novel dual input clutchless transmission system. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 22 Februar 2019, **2019**(135), 298-321 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.032>
- [31] MOUSAVI, Mir Saman Rahimi, Ali PAKNIYAT, Tao WANG a Benoit BOULET. Seamless dual brake transmission for electric vehicles: Design, control and experiment. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2015, 29 August 2015, **2015**(94), 96-118 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.08.003>
- [32] HAN, Jae-Oh, Jae-Chang KIM a Se-Hoon OH. Design 2-speed transmission for compact electric vehicle using dual brake system. *Applied sciences-basel* [online]. Switzerland, 2019, 1 May 2019, **9**(9), 49-53 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3390/app9091793>
- [33] Bang, Yb. Multi-Speed Transmission Mechanism Using a Compound Planetary Gear Set and Brakes. *Int.J Automot. Technol* [online]. 2019, **20**, 739–748 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/s12239-019-0069-9>

- [34] FANG, Shengnan, Jian SONG, Haijun SONG, Yuzhuo TAI, Fei LI a Truong Sinh NGUYEN. Design and control of a novel two-speed Uninterrupted Mechanical Transmission for electric vehicles. *Mechanical Systems and Signal Processing* [online]. 2016, 15 June 2016, **2016**(75), 473-493 [cit. 2021-01-24]. ISSN 0888-3270. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.07.006>
- [35] MOUSAVI, M. S. R., A. PAKNIYAT a B. BOULET. Dynamic modeling and controller design for a seamless two-speed transmission for electric vehicles. *2014 IEEE Conference on Control Applications (CCA)* [online]. Juan Les Antibes, 2014, 2014, , 635-340 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1109/CCA.2014.6981411>
- [36] JINGLAI, Wu, J. LIANG, J. RUAN, Z. NONG a P. D. WALKER. Efficiency comparison of electric vehicles powertrains with dual motor and single motor input. *Mechanism and Machine Theory* [online]. 2018, 20 July 2018, (128), 569-585 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.07.003>
- [37] Cenníky, katalógy a technické údaje. *Volkswagen Slovensko* [online]. [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.vw.sk/cenniky-a-katalogy>
- [38] In brief: The all-rounder – the 1-speed gearbox. In: *Volkswagen Group* [online]. Wolfsburg, 26 February 2020 [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.volkswagenag.com/en/news/2020/02/in-brief-the-all-rounder-the-1-speed-gearbox.html>
- [39] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [40] YASA 750. *YASA Limited - First for efficient electric powertrain. E-motors, controllers and electric drive* [online]. [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://www.yasa.com/yasa-750/>
- [41] EVO Axial Flux Electric Motors - AVID Technology. *AVID Technology - Electrified Powertrain Components* [online]. [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://avidtp.com/product/evo-motors/>
- [42] 208 (68kW | 140Nm) - EMRAX. *EMRAX - Axial flux e-motors* [online]. [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: <https://emrax.com/e-motors/emrax-208/>
- [43] Volkswagen ID.3. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021, 6 January 2021 [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_ID.3
- [44] STACKED MOTOR - EMRAX. *EMRAX - Axial flux e-motors* [online]. [cit. 2021-01-25]. Dostupné z: <https://emrax.com/e-motors/stacked-motor/>
- [45] International: Light-duty: Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP). *Transport Policy - Tracking policies for clean vehicles and fuels* [online]. [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: <https://www.transportpolicy.net/standard/international-light-duty-worldwide-harmonized-light-vehicles-test-procedure-wltp/>

- [46] Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021 [cit. 2021-01-26]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Worldwide_Harmonised_Light_Vehicles_Test_Procedure#Class_3
- [47] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš a Martin HARTL, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [48] ARET STEEL - Ocel k cementování 18NiCr5-4 / 16220. *ARET STEEL* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://www.aretsteel.com/cz/40-ocel-k-cementovani-18nicr5-4-16220>
- [49] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o. *Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-PROM s.r.o.* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [50] Saarlust - Steel Solutions - Automotive - SBQ. In: *Saarlust* [online]. [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.saarlust.com/sag/en/products/steel-solution/mechanical-engineering/sbq/index.shtml>
- [51] Product Data Sheet: Gemini Woven. In: *Industrial Power Transmission Components - Clutch Engineering* [online]. [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: <https://www.clutchengineering.com/wp-content/uploads/2018/07/ScanPac-Data-Sheet-Gemini-Woven.pdf>
- [52] FUJII, Y, WE TOBLER a TD SNYDER. Prediction of wet band brake dynamic engagement behaviour - Part 1: mathematical model development. *PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS PART D-JOURNAL OF AUTOMOBILE ENGINEERING* [online]. 2001, **215**(D4), 479-492 [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: doi:10.1243/0954407011528095
- [53] FUJII, Y, WE TOBLER a TD SNYDER. Prediction of wet band brake dynamic engagement behaviour - Part 2: experimental model validation. *PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS PART D-JOURNAL OF AUTOMOBILE ENGINEERING* [online]. 2001, **215**(D5), 603-611 [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: doi:10.1243/0954407011528194
- [54] Regenerative brake. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Regenerative_brake
- [55] *Schaeffler medias | Product catalogue & consulting platform* [online]. [cit. 2021-5-13]. Dostupné z: <https://medias.schaeffler.cz/cs>
- [56] Dvojrádové guľkové ložiská s kosouhlým stykom. *Výroba a predaj ložísk ZVL | ZVL SLOVAKIA, a.s.* [online]. [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: <https://www.zvlslovakia.sk/produkty/dvojradove-gulkove-loziska-s-kosouhlym-stykom/>

- [57] Ovako C55 EN 10083-2:2006 (ref) Steel, Hardening. *Online Materials Information Resource* - *MatWeb* [online]. [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=0de165d6c57b4e8d83d5a7f0344c34e7>
- [58] ČSN 01 4933: *Jemné drážkování*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1969, 9 s.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

a_{160}	[m·s ⁻²]	Zrýchlenie vozidla pri rýchlosti vozidla 160 km·h ⁻¹
b	[mm]	Šírka vozidla
c_d	[–]	Súčiniteľ aerodynamického odporu
F_1	[N]	Hnacia sila pri zaradenom prvom rýchlostnom stupni
F_{160}	[N]	Trakčná sila na obvode kolesa pri rýchlosti vozidla 160 km·h ⁻¹
f_k	[–]	Súčiniteľ valivého odporu
F_{tc1B1}	[N]	Tangenciálna sila na prvom centrálnom kolese pri aktivovanej B1
F_{tc2B1}	[N]	Tangenciálna sila na druhom centrálnom kolese pri aktivovanej B1
F_{tc2B2}	[N]	Tangenciálna sila na druhom centrálnom kolese pri aktivovanej B2
F_{tk1B1}	[N]	Tangenciálna sila na prvom korunovom kolese pri aktivovanej B1
F_{tk2B1}	[N]	Tangenciálna sila na druhom korunovom kolese pri aktivovanej B1
F_{tk2B2}	[N]	Tangenciálna sila na druhom korunovom kolese pri aktivovanej B2
F_{tu1B1}	[N]	Tangenciálna sila na prvom unášači pri aktivovanej B1
F_{tu2B1}	[N]	Tangenciálna sila na druhom unášači pri aktivovanej B1
F_{tu2B2}	[N]	Tangenciálna sila na druhom unášači pri aktivovanej B2
g	[m·s ⁻²]	Gravitačné zrýchlenie
h	[mm]	Výška vozidla
i_{B1}	[–]	Prevodový pomer prevodovky pri aktivovanej brzde B1
i_{B2}	[–]	Prevodový pomer prevodovky pri aktivovanej brzde B2
i_{cs}	[–]	Vypočítaný pôvodný prevodový pomer
i_{min}	[–]	Minimálny prípustný prevodový pomer (celkový)
K_1	[–]	Vnútorý prevodový pomer prvého planétového mechanizmu
K_2	[–]	Vnútorý prevodový pomer druhého planétového mechanizmu
L_{min}	[h]	Minimálna požadovaná trvanlivosť (ložísk)
m	[kg]	Pohotovostná hmotnosť vozidla
M_c	[N·m]	Maximálny privádzaný točivý moment od elektromotorov
M_{c1B1}	[N·m]	Točivý moment na prvom centrálnom kolese pri aktivovanej B1
M_{c2B1}	[N·m]	Točivý moment na druhom centrálnom kolese pri aktivovanej B1
M_{c2B2}	[N·m]	Točivý moment na druhom centrálnom kolese pri aktivovanej B2
M_{k1B1}	[N·m]	Točivý moment na prvom korunovom kolese pri aktivovanej B1
M_{k2B1}	[N·m]	Točivý moment na druhom korunovom kolese pri aktivovanej B1
M_{k2B2}	[N·m]	Točivý moment na druhom korunovom kolese pri aktivovanej B2

M_{max}	[N·m]	Maximálny točivý moment dvojice elektromotorov
m_n	[mm]	Normálový modul ozubenia
M_{nmax}	[N·m]	Maximálny nominálny točivý moment
M_{u1B1}	[N·m]	Točivý moment na prvom unášači pri aktivovanej B1
M_{u2B1}	[N·m]	Točivý moment na druhom unášači pri aktivovanej B1
M_{u2B2}	[N·m]	Točivý moment na druhom unášači pri aktivovanej B2
M_{uB1}	[N·m]	Točivý moment na unášači pri aktivovanej B1
M_{uB2}	[N·m]	Točivý moment na unášači pri aktivovanej B2
n_{ms}	[s ⁻¹]	Maximálne otáčky pôvodného elektromotora
P_{min}	[kW]	Minimálny výkon požadovaný od elektromotora
r_d	[mm]	Dynamický polomer kolesa
s	[km]	Prejdená vzdialenosť
s_r	[mm]	Hrúbka venca ozubeného kolesa
v_{maxs}	[km·h ⁻¹]	Pôvodná maximálna rýchlosť vozidla
v_{priem}	[km·h ⁻¹]	Priemerná rýchlosť vozidla
z_{c1}	[-]	Počet zubov centrálného kolesa prvého planétového súkolesia
z_{c2}	[-]	Počet zubov centrálného kolesa druhého planétového súkolesia
z_{k1}	[-]	Počet zubov korunového kolesa prvého planétového súkolesia
z_{k2}	[-]	Počet zubov korunového kolesa druhého planétového súkolesia
z_{s1}	[-]	Počet zubov satelitu prvého planétového súkolesia
z_{s2}	[-]	Počet zubov satelitu druhého planétového súkolesia
α_n	[°]	Normálový uhol záberu
β_n	[°]	Uhol profilu v čelnej rovine
ρ_v	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha A – Výpočet planétových súkolesí var. c) a a)

Príloha B – Výpočet planétového súkolesia var. b)

Príloha C – Výpočty trvanlivostí jednotlivých ložísk

Príloha D – Výpočet pásových brzd, pevnostná kontrola drážkovania, koncepčný výpočet stáleho prevodu a výpočet trvalej únavovej pevnosti súčastí prevodovky